

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ





موسسه آموزش عالی انرژی  
دانشکده فنی و مهندسی  
پایان نامه دوره کارشناسی ارشد  
مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

**عنوان:**

# **بررسی، تحلیل و افزایش کارایی توربین هیدروکویل با تغییر گام و تعداد پره های توربین**

**استاد راهنما:**

**یوسف یاسی**

**پژوهشگر:**

**سجاد چراغیان**

**زمستان ۱۳۹۴**





## فرم تایید مقاله دانشجویان موسسه آموزش عالی انرژی

جناب آقای دکتر یوسف یاسی

مدیر محترم گروه مکانیک – گرایش تبدیل انرژی موسسه آموزش عالی انرژی

در صورت ارائه یا چاپ مقاله این قسمت پر شود

با سلام و احترام ، به استحضار می رساند آقای سجاد چراغیان دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد رشته مکانیک ، گرایش تبدیل انرژی مقالاتی تحت عناوین زیر را دارد.

عنوان مقاله

Review and performance analysis of Hyrocoil turbine by change in pitch of blades

نام کنفرانس

The 3<sup>rd</sup> International conference on engineering and applied sciences

وضعیت مقاله ☐ ارائه شفاهی ☐ ارائه بصورت پوستر ☐ چاپ در ژورنال ☐ پذیرش شده ☐

عنوان مقاله

بررسی، تحلیل و افزایش کارایی توربین هیدروکویل با تغییر گام و تعداد پره های توربین

نام کنفرانس

اولین کنفرانس ملی پیشرفتهای نوین در حوزه انرژی

وضعیت مقاله ☐ ارائه شفاهی ☐ ارائه بصورت پوستر ☐ چاپ در ژورنال ☐ پذیرش شده ☐

خواهشمند است مساعدت لازم را مبذول فرمایید.

باتشکر

نام و امضاء استاد راهنمای اول :

جناب آقای دکتر یوسف یاسی

معاونت محترم پژوهشی و فناوری موسسه آموزش عالی انرژی

با سلام و احترام، به استحضار می‌رساند موارد فوق‌الذکر مورد تایید گروه می‌باشد. خواهشمند است مساعدت لازم را در این خصوص مبذول فرمایید.

با تشکر

نام و امضاء مدیر گروه :

## تقدیم به:

پدر، مادر و برادر عزیزم که در سختی ها و دشواری های زندگی همواره

یاوری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن بوده اند.





## تشکر و قدردانی

وظیفه خود می‌دانم سپاسگزار تمام آنهایی باشم که در این دوره ارزشمند بودنشان و امیدشان راهگشای من بود؛ دوستان عزیزم که همانند تمام روزهای گذشته در کنارم بودند.

از اساتید عزیز و گرانقدر ، بخصوص جناب آقای دکتر یاسی به عنوان استاد راهنما و همچنین جناب آقای مهندس علی حسینی مقدم که با تلاش‌های بی‌شائبه خود نه تنها در انجام این پایان‌نامه بلکه در تمام دوره تحصیل مرا یاری نمودند و به هنگام نیاز برای حل مشکلات اینجانب از هیچ کمکی دریغ نورزیدند، کمال تشکر را دارم. از خدواند منان برای ایشان آرزوی سلامتی، موفقیت و سر بلندی را خواستارم.

## چکیده

اخیراً محققین و دانشمندان بخش انرژی به دنبال این موضوع هستند که انرژی فسیلی را کاهش دهند و منابع جدیدی را جایگزین نمایند. امروزه کمبود انرژی‌های فسیلی، قیمت بالا و آلودگی‌های زیست محیطی عواملی هستند که انرژی‌های پاک را مورد توجه قرار داده‌اند. توربین‌های آبی کوچک با هد پایین و متوسط علاوه بر تولید انرژی پاک و ارزان، منبع دائمی برای تأمین انرژی است. توربین هیدروکوئل که ساختاری شبیه توربین اسکرو دارد که ایده اولیه طراحی این توربین، برگرفته از پمپ اسکروی ارشمیدس است. طول توربین مذکور ۴۹۵ میلی متر و شعاع آن ۳ اینچ است و درون یک محفظه لوله ای شکل قرار می گیرد. گام آن متغیر بوده و توانی در حدود ۲ کیلووات می‌باشد که این نشان دهنده توربینی ساده و کوچک است. به دلیل ساختار این توربین محدوده عملکرد هد و دبی این توربین از توربین اسکرو بالاتر است. وزن کم، قابلیت حمل با دست، نسبت توان به حجم بالا و قابل استفاده بودن پس از نصب از ویژگی های خاص هیدروکوئل است. برای شبیه سازی توربین هیدروکوئل از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) استفاده شده است.

طراحی توربین هیدروکوئل برای اولین بار در ایران، به عنوان یک توربین ایده آل و ارزان قیمت با عمر مناسب، می تواند به توسعه تولید انرژی پراکنده برق به عنوان یکی از سیاست های وزارت نیرو کمک کند.

در این مطالعه سعی بر آن است که با بررسی عددی و تحلیل پارامترهای هندسی مانند گام متغیر پره و تعداد پره، اختلاف فشار کلی توربین بین لبه ورودی و خروجی افزایش یابد و گام و تعداد بازدید دور مناسب در هر هد و دبی استخراج گردد.

**واژگان کلیدی:** توربین هیدروکوئل، گام متغیر، تعداد پره، بررسی، افزایش کارایی، بررسی عددی



## فهرست مطالب

فصل ۱) مقدمه و کلیات.....	۱
۱-۱) مقدمه.....	۲
۲-۱) تعریف توربین.....	۲
۳-۱) انواع توربین ها.....	۳
۴-۱) نیروگاه های آبی.....	۴
۱-۴-۱) اجزای نیروگاه های برق آبی کوچک.....	۵
۲-۴-۱) هزینه های نیروگاه های برق آبی کوچک.....	۶
۳-۴-۱) ارزیابی اقتصادی- اجتماعی نیروگاه های برق آبی کوچک در ایران.....	۸
فصل ۲) توربین هیدروکوئل.....	۱۱
۱-۲) تعریف توربین هیدروکوئل.....	۱۲
۲-۲) پیشینه تحقیق.....	۱۵
۳-۲) مزایای توربین هیدروکوئل.....	۲۴
فصل ۳) تئوری تحقیق.....	۲۷
۱-۳) روند طراحی توربین محوری.....	۲۸
۲-۳) تحلیل یک بعدی توربین هیدروکوئل.....	۳۱
۳-۳) اهمیت موضوع.....	۳۶
۴-۳) صورت مسأله.....	۳۷
۵-۳) اهداف.....	۳۸
۶-۳) دستاوردها.....	۳۸
فصل ۴) روش تحقیق.....	۳۹
۱-۴) طراحی هندسی.....	۴۰
۲-۴) شبکه بندی میدان حل.....	۴۱
فصل ۵) جمع بندی و نتایج.....	۴۵
۱-۵) جمع بندی.....	۴۶
۲-۵) نتایج.....	۵۰

۵۰.....	۵-۲-۱) حالت اول.....
۵۰.....	۵-۲-۱-۱) بررسی توربین های با ۱/۵ دور چرخش به دورشفت.....
۵۸.....	۵-۲-۱-۲) بررسی توربین های با ۲ دور چرخش به دورشفت.....
۶۵.....	۵-۲-۲) حالت دوم.....
۷۲.....	۵-۳) بحث و نتیجه گیری.....
۷۳.....	فصل ۶) مراجع.....



## فهرست جداول

- جدول ۱-۱ تقسیم بندی توربین های آبی بر اساس توان تولیدی..... ۴
- جدول ۲-۱ هزینه نیروگاه های آبی کوچک در سال های ۱۹۸۰ تا ۲۰۱۰..... ۷
- جدول ۳-۱ نیروگاه های آبی کوچک در ایران..... ۸
- جدول ۱-۲ مقایسه دو توربین اسکرو و هیدروکوئل..... ۲۵
- جدول ۱-۵ مقایسه نرخ رشدهای متفاوت مش بندی توربین با گام ۱/۲۵..... ۴۷
- جدول ۲-۵ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای توربین با ۱/۵ دور چرخش به دور شفت..... ۵۱
- جدول ۳-۵ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای توربین با ۲ دور چرخش به دور شفت..... ۵۸
- جدول ۴-۵ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای بخش حالت دوم..... ۶۵
- جدول ۵-۵ محدوده بهترین گام برای بهترین عملکرد توربین هیدروکوئل در تعداد پره ها و دورهای متفاوت..... ۷۲





## فهرست نمودارها

نمودار ۱-۲	منحنی کارکرد اسکرو.....	۱۴
نمودار ۲-۲	محدوده کارکرد توربین اسکرو.....	۲۴
نمودار ۳-۲	محدوده کارکرد توربین هیدروکوئل.....	۲۵
نمودار ۱-۵	مقایسه تحلیل انجام شده و تحلیل پایان نامه ویلیام کریستوفر.....	۴۹
نمودار ۲-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۲
نمودار ۳-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس دبی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۳
نمودار ۴-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۴
نمودار ۵-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس بازده در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۵
نمودار ۶-۵	نمودارهای دبی بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۶
نمودار ۷-۵	نمودارهای دبی بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت.....	۵۷
نمودار ۸-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۵۹
نمودار ۹-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس دبی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۶۰
نمودار ۱۰-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۶۱
نمودار ۱۱-۵	نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس بازده در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۶۲
نمودار ۱۲-۵	نمودارهای دبی بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۶۳
نمودار ۱۳-۵	نمودارهای دبی بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت.....	۶۴
نمودار ۱۴-۵	نمودار تغییرات دبی.....	۶۶
نمودار ۱۵-۵	نمودار تغییرات هد.....	۶۷
نمودار ۱۶-۵	نمودار تغییرات گشتاور.....	۶۸
نمودار ۱۷-۵	نمودار تغییرات توان خروجی توربین.....	۶۸
نمودار ۱۸-۵	نمودار تغییرات بازده توربین.....	۶۹
نمودار ۱۹-۵	نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۲ پره.....	۷۰
نمودار ۲۰-۵	نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۳ پره.....	۷۱
نمودار ۲۱-۵	نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۴ پره.....	۷۱



## فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ توربین چرخ پلتن..... ۳
- شکل ۱-۲ نمایی از اجزای نیروگاه آبی کوچک..... ۵
- شکل ۲-۱ پمپ اسکرو اولیه..... ۱۲
- شکل ۲-۲ پمپ اسکروی ویتروویوس..... ۱۳
- شکل ۲-۳ شماتیک ساده ای از توربین اسکرو..... ۱۳
- شکل ۲-۴ توربین هیدروکوئل..... ۱۵
- شکل ۲-۵ پمپ اسکروی بلیفورتیس..... ۱۶
- شکل ۲-۶ پمپ اسکروی داوینچی..... ۱۶
- شکل ۳-۱ مثلث سرعت..... ۳۱
- شکل ۳-۲ مثلث سرعت ورودی توربین..... ۳۵
- شکل ۳-۳ مثلث سرعت خروجی توربین..... ۳۶
- شکل ۵-۱ یک نمونه مش بندی در توربین با گام ۱/۲۵ سه پر..... ۴۷



## فهرست علائم اختصاری

$\dot{m}''$	واحد جرم سیال عبوری	$k$	ثابتی برای جریان آزاد
$h_0$	آنتالپی سکون	$g$	نیروی گرانش زمین
$t$	زمان	$r_t$	شعاع نوک پره
$\bar{u}$	سرعت میانگین جریان	$r_h$	شعاع توپی چرخ
$r$	شعاع محلی	$i$	زاویه حمله
$n$	ثابت پارامتریک	$\dot{m}$	دبی جرمی
$h_L$	افت ارتفاع	$h_L/g$	اتلاف انرژی
$u_P$	سرعت میانگین سیال	$y_P$	فاصله از دیواره
$P_r$	توان خروجی	$u^*$	سرعت اصطکاکی
$P_i$	توان بیشینه	$V_a$	سرعت محوری
$Q$	دبی حجمی	$V_C$	سرعت محیطی
$H$	هد	$V_{abs} = C$	سرعت مطلق المان سیال

$T_r$	گشتاور	$\vec{U}$	سرعت محیطی
$\Delta P_{static+dynamic}$	فشار کل	$V_{rel} = \vec{W}$	سرعت نسبی
$N_s$	سرعت مشخصه توربین	$M''$	گشتاور بین چرخ و سیال
$N$	سرعت دورانی توربین (RPM)	$P''$	قدرت بین چرخ و سیال
$\dot{Q} = dQ/dt$	نرخ حرارت ورودی به ماشین	$P_d$	توان اندازه‌گیری شده توسط دینامومتر
$\dot{W} = dW/dt$	نرخ کار خروجی	$V$	سرعت
$\dot{Q}/\dot{m} = dQ/dm$	نرخ حرارت ورودی به ماشین بر واحد جرم سیال عبوری	$\vec{F}$	هرگونه نیروی وزنی خارجی وارد بر سیال
$\dot{W}/\dot{m} = dW/dm$	کار مکانیکی خروجی بر واحد جرم سیال عبوری	$P$	فشار
$H''$	قدرت بر واحد وزن سیال عبوری	$E''$	قدرت بر واحد جرم سیال عبوری
$U$	سرعت بیشینه جریان	$\vec{V}_r$	بردار سرعت نسبی سیال

$R$	شعاع محفظه بیرونی	$E$	ثابت تجربی
$Re_U$	رینولدز بر اساس سرعت بیشینه و قطر هیدرولیکی	$\beta$	زاویه پره
$\eta_m$	راندمان ترکیبی یاتاقان، شفت، آب‌بند و انتقال	$\beta_1$	زاویه مورد نیاز نسبت به صفحه ایمپلر
$\pi$	عدد پی (۳/۱۴۱۵۹)	$\beta_2$	زاویه انتهایی پره
$\gamma$	وزن مخصوص	$\delta$	زاویه انحراف
$\tau$	تلفات هیدرولیکی	$\psi$	زاویه نصب پره
$\nabla \cdot \rho \bar{V}_r$	شتاب کوریولیس	$\alpha_1$	زاویه سیال در ورودی
$\eta_t$	بازده هیدرولیکی توربین	$\alpha'_1$	زاویه پره در ورودی
$\rho$	چگالی سیال	$\alpha_2$	زاویه سیال در خروجی
$\bar{\bar{\tau}}_r$	تانسور تنش برشی	$\alpha'_2$	زاویه پره در خروجی
$\tau_w$	تنش برشی در دیواره	$\omega$	سرعت دورانی توربین (rad/s)

<i>Head</i>	هد	<i>Power outPut</i>	توان خروجی
<i>Torque</i>	گشتاور	<i>Power Total</i>	توان کل تولیدی
<i>Flow Rate</i>	دبی حجمی	<i>Efficiency</i>	بازده
<i>Unit Flow</i>	دبی واحد	<i>Area</i>	سطح مقطع
<i>Unit Speed</i>	سرعت واحد	<i>Unit Torque</i>	گشتاور واحد
<i>Unit Power</i>	قدرت واحد	<i>Eff%</i>	بازده



## فصل ۱) مقدمه و کلیات

## ۱-۱) مقدمه

انسان از گذشته همواره به دنبال آسایش و راحتی بوده است، به همین دلیل به روش های گوناگون دست به تولید انرژی های متفاوت زده که طی سالها دچار دگرگونی عظیمی شده است. از زمانی که انسانهای اولیه شروع به استفاده از انرژی کرده اند تا به حال، می توان انرژی را به چندین دسته تقسیم بندی کرد. از جمله گونه های انرژی می توان به آسیاب های آبی و بادی، آتش، بخار، سوخت های فسیلی و انرژی های نو شامل انرژی خورشیدی، انرژی هسته ای، بادی، آبی و ... اشاره کرد. دانشمندان در سال های اخیر بیشترین تلاش خود را صرف پیدا کردن راه هایی برای بدست آوردن انرژی بیشتر و ارزان تر کرده اند. امروزه کمبود انرژی های فسیلی، قیمت بالا و آلودگی های زیست محیطی عواملی هستند که انرژی های پاک را مورد توجه قرار داده اند. یکی از ارزان ترین و در عین حال ساده ترین توربین های آبی که با جریان آب در هدهای پایین تا متوسط تولید برق می کند و امروزه مورد توجه بیشتری قرار گرفته است، توربین هیدروکوئل می باشد.

این توربین که بر اساس پمپ اسکرو (پمپ ارشمیدس) طراحی شده است، دارای پره های با گام متغیر می باشد که در مقایسه با سایر توربین های هد پایین تا متوسط دارای مزیت های متعددی است که از آن جمله می توان به وزن کم، قابلیت حمل با دست، نسبت توان به حجم بالا، هزینه تعمیر و نگهداری کم، عمر بالا و ... اشاره کرد.

سعی بر این است که با تحلیل و بررسی گام و تعداد پره های توربین هیدروکوئل، با کنترل افت فشار در هر پره، بتوان بازده توربین را بالاتر برد.

## ۱-۲) تعریف توربین

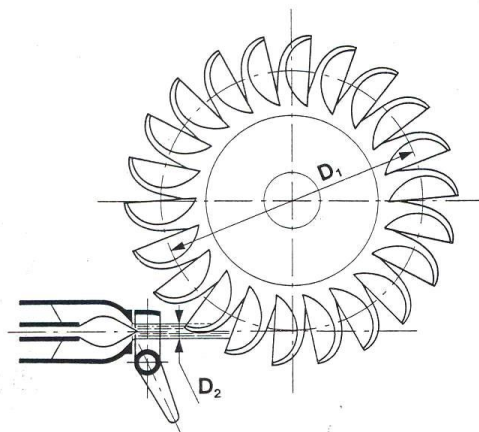
به هر دستگاهی که بتوان از یک جریان مداوم سیال انرژی بگیرد و یا به آن انرژی بدهد، توربوماشین می گویند. اگر توربوماشین ها را بر اساس جهت حرکت سیال از میان عضو دوار

تعریف کنیم، به دو دسته جریان محوری و جریان شعاعی تقسیم می‌گردد. اگر جریان کلاً محوری باشد بدون اینکه خطوط جریان شعاعی داشته باشد، این گونه ماشین ها را جریان محوری می‌نامند، اگر جریان کلاً شعاعی باشد آن را ماشین جریان شعاعی می‌نامند. به توربوماشین هایی که در آن ها قدرت از سیال به محور انتقال یابد توربین گوییم.

### ۱-۳) انواع توربین ها

توربین ها بر اساس عمل سیال به دو دسته تقسیم می شوند:

در توربین های ضربه ای فشار استاتیک در داخل چرخ ثابت بوده و چرخ توربین در فشار اتمسفر قرار دارد. کل ارتفاع ریزش آب توسط یک و یا چند نازل یا هدایت کننده به سرعت تبدیل گشته و برخورد آب با سرعت بالا به چرخ موجب دوران آن می گردد. ( مانند توربین چرخ پلتن<sup>۱</sup>)



شکل ۱-۱ توربین چرخ پلتن [۱]

در توربین های عکس العملی فشار استاتیک آب در داخل چرخ ثابت نبوده و تنها بخشی از ارتفاع آن قبل از ورود به چرخ تبدیل به سرعت می گردد. فشار و سرعت آب در حین عبور

<sup>۱</sup> Pelton

از چرخ به تدریج کاهش یافته و در نتیجه انرژی موجود در آب به چرخ توربین منتقل می گردد [۲].

توربین های آبی را بر اساس توان تولیدی نیز می توان به صورت جدول زیر تقسیم بندی نمود:

جدول ۱-۱ تقسیم بندی توربین های آبی بر اساس توان تولیدی [۳]

توان تولیدی ( کیلو وات )	نوع توربین آبی
تا ۵۰	ریز (Micro)
۵۰ تا ۵۰۰	خیلی کوچک (Mini)
۵۰۰ تا ۵۰۰۰	کوچک (Small)
۵۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰	متوسط (Medium)
< ۵۰۰۰۰	بزرگ (Large)

\*توجه داشته باشید که این تقسیم بندی برای کشورهای مختلف متفاوت است.

## ۴-۱) نیروگاه های آبی

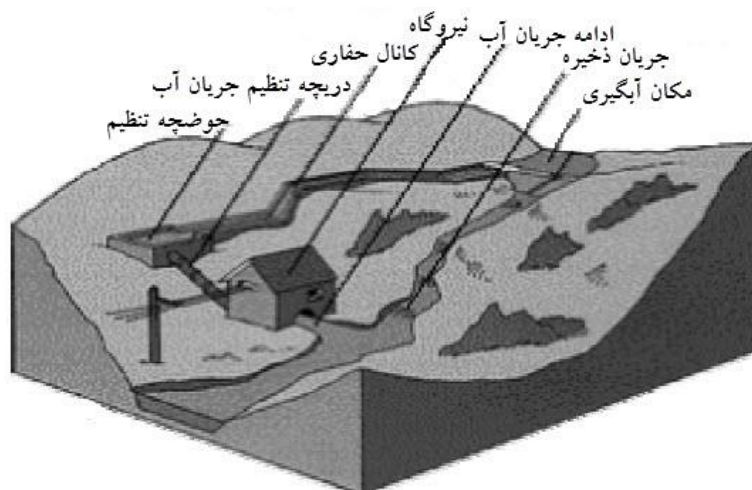
نیروگاه های برق آبی کوچک یک پتانسیل بزرگ جهانی تولید برق می باشد که مشکلات زیست محیطی کمی به همراه دارند. این نیروگاه های پاک و پایان ناپذیر، از نظر توسعه مناطق و اشتغالزایی در بازار انرژی جهانی تنها نزدیک به ۴ درصد ظرفیت کل نیروگاه های برق آبی را تشکیل می دهند. در کشور ما ایران بیش از ۲۵۰۰ منطقه جهت احداث این نیروگاه ها شناسایی شده و ۹۴۴ نقطه با ظرفیت ۱/۴ میلیون کیلووات مناسب تشخیص داده شده است [۴].

## ۱-۴-۱) اجزای نیروگاه‌های برق آبی کوچک

نیروگاه‌های برق آبی کوچک هیچگونه مخزنی برای ذخیره آب نداشته و از آب تنها در هنگام جریان آن استفاده می‌نمایند. نیروگاه‌های جریانی و کانال انحرافی دو شکل متفاوت نیروگاه‌های برق آبی کوچک می‌باشند.

این نیروگاه‌ها شامل اجزای زیر می‌باشد (شکل ۲-۱)

- بند یا سد انحرافی
- سازه‌های انحرافی (آشغالگیر، دریچه، خروجی آب، خطوط لوله، کانل حفاری، تونل زیرزمینی، دریچه تنظیم جریان آب<sup>۱</sup>، شیرها و دریچه‌های ورودی و خروجی توربین، راه ماهی)
- سازه‌های اتاق کنترل
- سیستم انتقال (ترانسفورماتورها، محل اتصال کانال‌ها<sup>۲</sup>، کابل‌ها) [۴]



شکل ۲-۱ نمایی از اجزای نیروگاه آبی کوچک [۴]

<sup>۱</sup> Penstock

<sup>۲</sup> Switchyard

## ۱-۴-۲) هزینه‌های نیروگاه‌های برق آبی کوچک

نیروگاه‌های برق آبی کوچک نیاز به سرمایه‌گذاری اولیه بالا دارند. بر طبق آمار منتشرشده از بانک جهانی برای هدهای ۲/۳ تا ۱۳/۵ متر، سرمایه ۱۸۰۰ تا ۸۸۰۰ دلار برای هر کیلووات ساعت و برای هدهای ۲۷ تا ۳۵۰ متر، سرمایه ۱۰۰ تا ۳۰۰۰ دلار مورد نیاز می‌باشد که افزایش هد باعث کاهش هزینه در نیروگاه‌های برق آبی کوچک می‌گردد. همچنین این نیروگاه‌ها با داشتن طراحی ساده جهت سازه‌های عمرانی به هزینه بهره‌برداری و نگهداری کم نیاز دارند، بطوریکه فقط به یک پیمانکار جهت نگهداری از تجهیزات اصلی و یک بهره‌بردار پاره وقت نیاز می‌باشد.

بنابراین کل هزینه‌های مربوط به نیروگاه‌های برق آبی کوچک را می‌توان به صورت زیر بیان نمود [۴]:

- هزینه‌های ساختمانی (سد، کانال، اتاقک الکتریکی یا مکانیکی)

- هزینه‌های مربوط به تولید الکتریسیته (توربین، ژنراتور، خطوط برق)

- سایر هزینه‌ها (هزینه زمین، هزینه مربوط به بهره‌برداری پاره وقت، هزینه مربوط به سازه‌های مهندسی)

نرخ هزینه تجهیزات و اجزای ساختمان‌های مهندسی ۴۰ الی ۵۰ درصد کل هزینه نصب نیروگاه برق آبی می‌باشد. که به توپوگرافی و ژئولوژی منطقه، روش‌های سازه‌ای کاربردی و مواد مورد استفاده بستگی دارد. در جدول ۱-۲ هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه ثابت بهره‌برداری و نگهداری و قیمت انرژی نیروگاه‌های آبی کوچک با توجه به ضریب قابلیت دسترسی، ضریب بار بهره‌برداری، نرخ مصرف داخلی، زمان ساخت و عمر مفید اقتصادی آن‌ها برای توان‌های ۰/۰۰۱ تا ۱۰ مگاوات در سال‌های ۱۹۸۰ تا ۲۰۱۰ ارائه شده‌است:

جدول ۲-۱ هزینه نیروگاه های آبی کوچک در سال های ۱۹۸۰ تا ۲۰۱۰ [۵]

شرح	۱۹۸۰	۱۹۸۵	۱۹۹۰	۱۹۹۵	۲۰۰۰	۲۰۰۵	۲۰۱۰
توان نیروگاه های برق آبی کوچک (MW)	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰	۰/۰۰۱-۱۰
ضریب قابلیت دسترسی (%)	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵
ضریب بار بهره برداری (%)	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵	۱۵-۹۵
نرخ مصرف داخلی (خرجی) (W/MW)	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۲	۰/۰۲
زمان ساخت (سال)	۱-۲	۱-۲	۱-۲	۱-۲	۱-۲	۱-۲	۱-۲
عمر مفید اقتصادی (سال)	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰
هزینه سرمایه گذاری (ECU [5]/KW)	۸۵۰-۴۵۰۰	۸۳۰-۴۰۰۰	۸۱۰-۳۵۰۰	۸۰۰-۳۰۰۰	۷۹۰-۲۵۰۰	۷۷۰-۲۰۰۰	۷۵۰-۱۸۰۰
هزینه ثابت بهره برداری و نگهداری (ECU [5]/KW)	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵	۱۵-۲۵
قیمت انرژی با استفاده از نرخ تنزیل (۸٪) (ECU/KW)	۰/۰۲-۰/۱۷	۰/۰۲-۰/۱۵	۰/۰۱۹-۰/۱۳	۰/۰۱۹-۰/۱۲	۰/۰۱۹-۰/۱	۰/۰۱۹-۰/۰۸	۰/۰۱۸-۰/۰۷

### ۱-۴-۳) ارزیابی اقتصادی- اجتماعی نیروگاههای برق آبی کوچک در ایران

در حال حاضر تکنولوژی تولید انرژی برق آبی، بهره‌برداری از حداقل پتانسیل آبی را فراهم آورده است. در ایران نیز با توجه به وضعیت اقلیمی، پتانسیل‌های آبی فراوانی وجود دارد که امکان احداث نیروگاه‌های برق آبی کوچک در آن یافت می‌شود.

تاکنون بیش از ۲۵۰۰ منطقه برای ساخت نیروگاه‌های آبی کوچک در کشور شناسایی و حدود ۹۴۴ نقطه برای احداث نیروگاه‌های برق آبی کوچک با ظرفیت ۱۴۱۱۱۶۹/۴۴ کیلووات (جدول ۱-۲) مناسب تشخیص داده شده است. همچنین تاکنون مطالعه ۲۸۰ نیروگاه در مرحله فاز (۱) و ۴۱ نیروگاه در فاز (۲) انجام شده و ۲۳ واحد نیروگاهی کوچک نیز در حال احداث می‌باشد [۶].

جدول ۱-۳ نیروگاه های آبی کوچک در ایران [۷]

استان	تعداد گزینه‌های بازید شده	تعداد گزینه‌های تأیید شده	قدرت کل (کیلووات)	تعداد پتانسیل‌های میکرو	قدرت کل (کیلووات)	تعداد پتانسیل‌های مینی	قدرت کل (کیلووات)	تعداد پتانسیل‌های کوچک	قدرت کل (کیلووات)
آذربایجان شرقی	۳۵	۳۵	۳۰۲۲۸	۰	۰	۲۴	۱۲۹۴۲	۱۱	۱۷۲۸۶
آذربایجان غربی	۱۴۷	۳۷	۴۶۷۴۶	۰	۰	۲۲	۱۱۱۸۶	۱۵	۳۵۵۶۰
اردبیل	۱۸	۱۸	۲۲۰۵۸	۰	۰	۱۱	۷۸۲۵	۷	۱۴۲۳۳
اصفهان	۸۰	۱۶	۳۴۳۱۷	۱	۴۳	۱۱	۲۶۵۲۴	۴	۷۷۵۰
ایلام	۱۰۵	۳۳	۴۷۴۴۰	۰	۰	۹	۴۸۹۰	۲۴	۴۲۵۵۰
تهران	۱۲۴	۴۸	۶۹۷۶۴	۰	۰	۲۱	۱۰۲۹۴	۲۷	۵۹۴۷۰
چهارمحال و بختیاری	۱۲۰	۲۷	۱۰۳۱۸۰	۰	۰	۹	۵۳۲۰	۱۸	۹۷۸۶۰



خراسان	۱۲۰	۳۸	۲۷۲۵	۳۰	۱۱۴۰	۸	۱۵۸۵	۰	۰
خوزستان	۱۳۰	۴۹	۴۵۷۵۶/۴۴	۱۷	۳۴۶/۴۴	۱۶	۸۸۷۸/۲	۱۶	۳۶۵۳۱/۸
سمنان	۸۰	۱۵	۶۰۷۰	۰	۰	۱۳	۳۷۷۰	۲	۲۳۰۰
فارس	۲۷	۲۷	۲۴۱۹۴	۲	۱۳۰	۱۸	۵۸۹۴	۷	۱۸۱۷۰
قزوین	۵۲	۲۸	۴۳۵۰۰	۰	۰	۹	۶۹۵۰	۱۹	۳۶۵۵۰
کردستان	۴۵	۴۵	۶۰۵۹۰	۰	۰	۳۴	۱۵۳۶۰	۱۱	۴۵۲۳۰
کرمانشاه	۱۲۲	۵۴	۹۲۰۵۰	۱	۵۰	۲۴	۱۳۶۰۰	۲۹	۷۸۴۰۰
کهگیلویه و بویر احمد	۷۲	۶۴	۱۲۲۳۳۶	۰	۰	۲۰	۹۱۳۶	۴۴	۱۱۳۲۰۰
گلستان	۲۳۰	۸۱	۳۴۶۴۴	۱۰	۶۴۴	۶۳	۲۳۵۸۴	۸	۱۰۴۱۶
گیلان	۵۶۳	۱۴۵	۳۸۹۹۹۱	۰	۰	۱۷	۱۱۱۱۳	۱۲۸	۳۷۸۸۷۸
لرستان	۱۴۱	۴۴	۳۳۳۵۶	۰	۰	۳۷	۱۸۳۷۶	۷	۱۴۹۸۰
مازندران	۲۴۵	۱۳۸	۲۰۰۶۵۰	۲	۱۳۳	۶۱	۳۵۶۴۹	۷۵	۱۶۴۸۶۸
همدان	۲۷	۲	۱۵۷۴	۰	۰	۲	۱۵۷۴	۰	۰
جمع کل	۲۴۸۳	۹۴۴	۱۴۱۱۱۶۹/۴۴	۶۳	۲۴۸۶/۴۴	۴۲۹	۲۳۴۴۵۰/۲	۴۵۲	۱۱۷۴۲۳۲/۸

به منظور توسعه پایدار روستاها و برق‌رسانی به روستاهای دور افتاده و نیز استفاده از پتانسیل آبی هرز رونده در مناطق روستایی از اوایل سال ۱۳۶۲ مطالعه بررسی نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک آغاز شده و تا پایان نیمه اول سال ۱۳۸۱، ۸ نیروگاه آبی کوچک در کشور به بهره‌برداری رسیده، که انرژی الکتریکی استحصال شده از آنها بالغ بر ۱۶۰ میلیون کیلووات ساعت است. این نیروگاه‌ها علاوه بر تامین برق روستایی به شبکه سراسری و محلی نیز تزریق می‌شود.

یکی دیگر از فعالیت‌های بسیار مهم در اقتصاد کشاورزی کشور، برق‌رسانی به چاه‌ها و ایستگاه‌های پمپاژ آب کشاورزی و تبدیل موتور پمپ‌های دیزلی به برقی است. با این کار معضلاتی از قبیل تأمین سوخت، تأمین قطعات یدکی، آلوده شدن محیط‌زیست و عدم کنترل در مصرف آب‌های سطحی و زیرزمینی مرتفع گردیده و هزینه تولیدات کشاورزی به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد [۶]. بنابراین نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک، به دلیل پایان‌ناپذیری منبع

تامین انرژی، عدم آلوده‌سازی محیط طبیعی و زیست، توسعه مناطق روستایی از سه جنبه کشاورزی، صنعتی و اجتماعی، اشتغال‌زایی در محیط‌های روستایی و ... را از اهمیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشند.

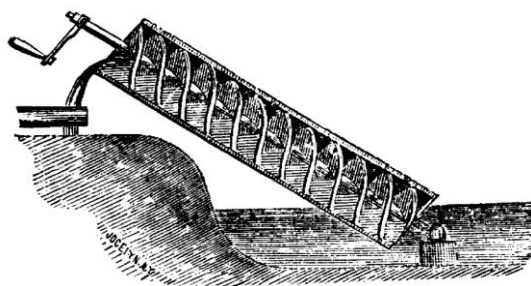
## **فصل ۲) توريين هيدروكويل**

## ۱-۲) تعریف توربین هیدروکوئل

یکی از قدیمی ترین ماشین های جریان محوری عکس العملی که همچنان مورد استفاده قرار می گیرد، پمپ اسکرو است. اسناد تاریخی نشان می دهند که این پمپ توسط ارشمیدس اختراع شده که وسیله ای برای بالا بردن آب به منظور آبیاری بوده است. به عنوان مثال، دیودوروس سیرکیولوس<sup>۱</sup> ( تاریخ دان یونانی، صد سال قبل از میلاد مسیح) نوشته است:

« مردم به راحتی زمین های خود را ( زمین های اطراف رود نیل) با وسیله ای که توسط ارشمیدس اختراع شده بود، آبیاری می کردند و به دلیل ظاهر مارپیچ، آن را اسکرو (کوچیلایس)<sup>۲</sup> می نامیدند [۸]. »

همانطور که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است پمپ اسکروی اولیه لوله ای است که به دور یک سیلندر به صورت مارپیچ پیچیده شده است. این سیلندر به صورت شیب دار درون آب قرار می گیرد و با چرخانده شدن آن، آب به ارتفاع بالاتری پمپ می شود. با گذشت زمان تغییراتی در پمپ اسکرو داده شد. به عنوان مثال مهندس یونانی، ویتروویوس<sup>۳</sup> به جای لوله مارپیچ از پره های زاویه دار استفاده کرد [۸]. (شکل ۲-۲ پمپ اسکروی ویتروویوس)

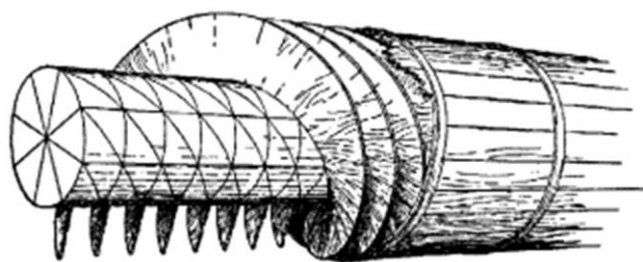


شکل ۱-۲ پمپ اسکرو اولیه [۸]

<sup>۱</sup> Diodorous Sirculus

<sup>۲</sup> Cochilas

<sup>۳</sup> Vitruvius

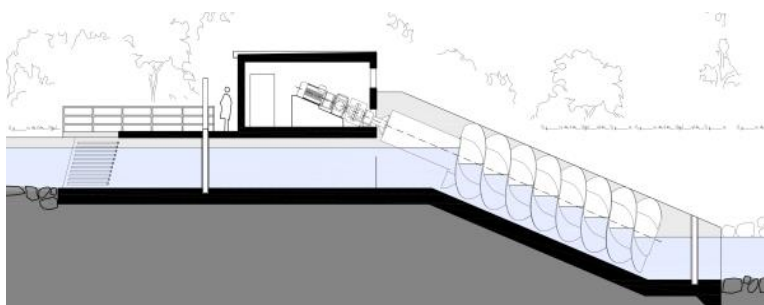


شکل ۲-۲ پمپ اسکروی ویتروویوس [۸]

در دهه‌های اخیر از ایده پمپ اسکرو برای طراحی نوعی توربین آبی بهره گرفته شده است. توربین اسکرو دقیقاً عکس پمپ اسکرو عمل می‌کند و از انرژی موجود در منبع بالادستی، مانند آب‌های روان، سرریزها و ... برای چرخاندن اسکرو استفاده می‌شود.

یک توربین اسکرو شامل یک یا چند پره‌ی مارپیچ است که بر روی یک شفت مرکزی نصب می‌شود و درون یک پوشش U شکل قرار دارد. این شفت و پره مونتاژ شده درون یک کانال با زوایه ۲۰ تا ۳۴ درجه (نسبت به افق) قرار می‌گیرد [۹]. نیروی آب باعث چرخش اسکرو شده و این چرخش با استفاده از یک گیربکس به ژنراتور انتقال داده می‌شود.

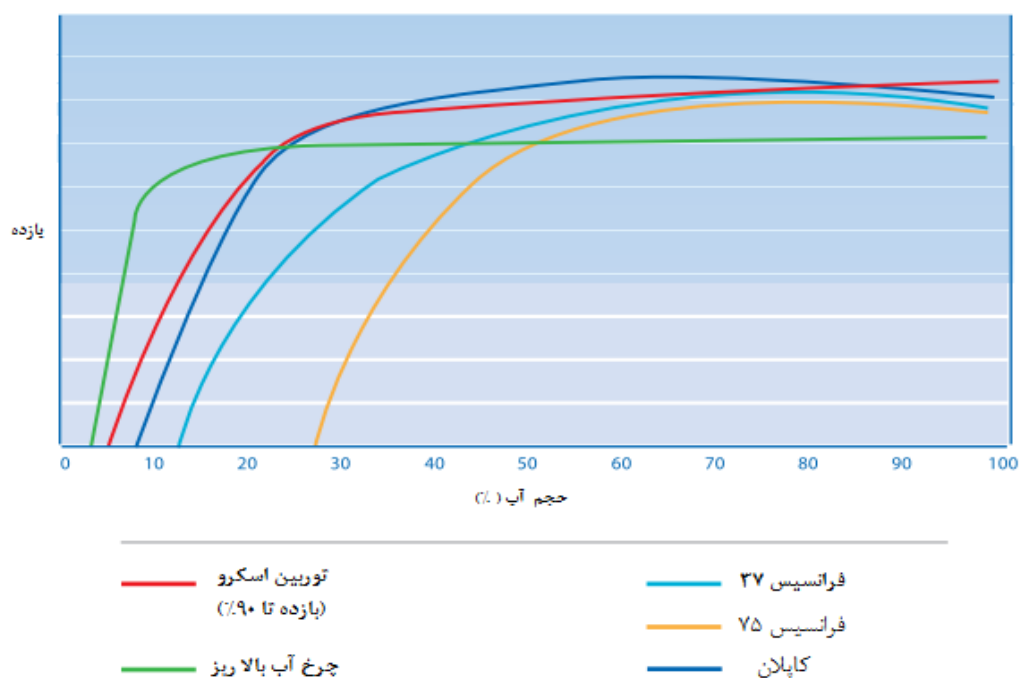
توربین‌های اسکروی جدید برای هد پایین طراحی می‌شوند. برای هدهای بزرگ‌تر، استفاده از یک ردیف دو یا چندتایی توربین‌های مشابه، بازده را افزایش می‌دهد. در شکل ۳-۲ شماتیک ساده‌ای از توربین اسکرو نشان داده شده است.



شکل ۳-۲ شماتیک ساده‌ای از توربین اسکرو [۱۰]

توربین آبی اسکرو در مقایسه با سایر توربین‌های آبی دارای مزیت‌هایی از جمله عمر بالا نسبت به زمان نصب، هزینه عمرانی پایین، قابل استفاده بودن در بیشتر مکان‌ها به دلیل هد پایین سازگاری با محیط زیست و هزینه تعمیر و نگهداری کم می‌باشد [۱۱].

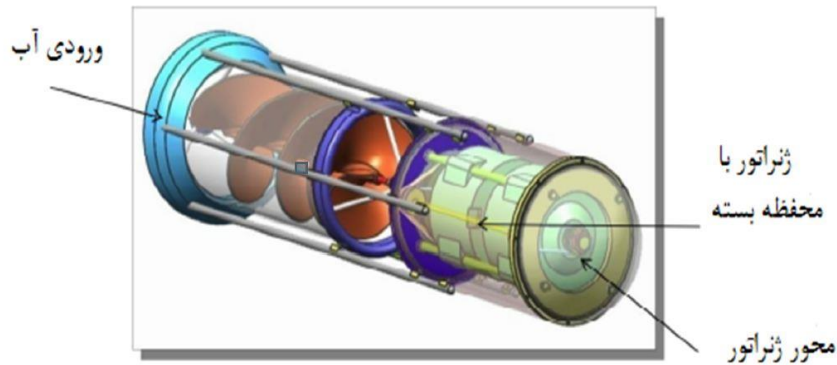
بازده توربین اسکرو بالا و یکنواخت می‌باشد. نمودار ۱-۲ منحنی کارکرد اسکرو را در مقایسه با سایر توربین‌های هم ردیف نمایش داده است. در این منحنی در بازه ی بزرگی از جریان، توربین اسکرو یکنواخت تر و از سایر توربین‌های با هد کم بالاتر می‌باشد [۱۲].



نمودار ۱-۲ منحنی مقایسه بازده انواع توربین‌های آبی [۱۲]

در توربین‌های اسکروی رایج، باکت‌ها به صورت نیمه پر هستند و وزن آب، عامل دوران توربین است. از این رو توربین‌ها به صورت شیب‌دار نصب می‌شوند. حال چنانچه باکت‌های توربین به صورت کامل پر شوند، توربین باید دارای محفظه بسته باشد. در این حالت جریان آب با دبی زیاد وارد توربین می‌شود و سرعت دوران توربین بسیار بالا می‌رود. در این حالت اثر وزن آب قابل صرفه نظر کردن است. نسل جدید توربین‌های اسکرو **هیدروکویل** نامیده می‌شود به صورت افقی نصب می‌شود. در این توربین‌ها ژنراتور در محفظه‌ای به شعاع پره توربین و در روبروی پره قرار گرفته است و محور آن با محور پره‌ها

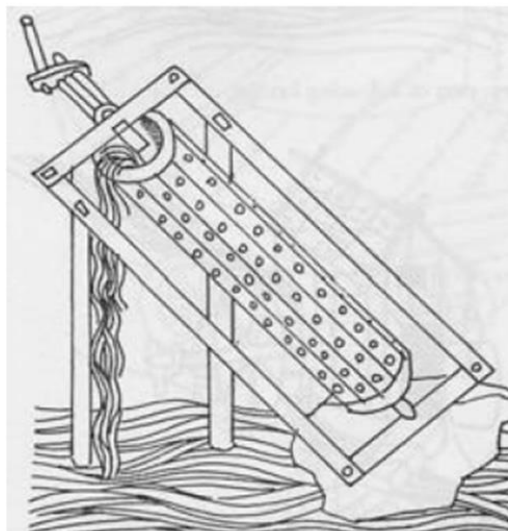
مشترک است. آب خروجی از پره‌ها به انتهای ژنراتور برخورد می‌کند. به دلیل ساختار این توربین محدوده کارکرد هد و دبی این توربین از اسکروی رایج بالاتر است. توربین‌های هیدروکوئل دارای پره‌های تک ردیفه هستند و گام پره‌های این توربین‌ها متغیر است. از ویژگی‌های منحصر به فرد این توربین قابلیت حمل آن است.



شکل ۲-۴ توربین هیدروکوئل [۱۳]

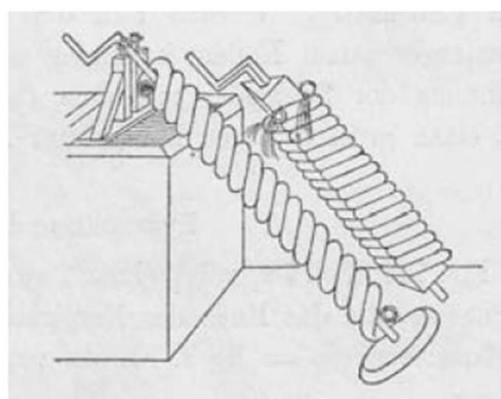
## ۲-۲) پیشینه تحقیق

تمامی توربین‌های اسکرو از گذشته تا امروز، پمپ‌هایی هستند که به صورت معکوس عمل می‌کنند. لذا اکثر منابع در دسترس مربوط به پمپ اسکرو است. تمام اسکروهای شناخته شده از زمان باستان دارای پره‌های هستند که داخل یک سیلندر قرار گرفته‌اند. تا قرن‌ها هیچ علاقه‌ای برای گسترش پمپ‌های اسکرو وجود نداشت. اولین بار در قرن پانزدهم بلیفورتیس پمپی با چند پره داخل یک سیلندر تحلیل نمود [۱۴].



شکل ۲-۵ پمپ اسکروی بلیفورتیس [۱۵]

● داوینچی پمپی را با پیچش لوله ای پیرامون یک سیلندر طراحی نمود. وی از دو نوع سیلندر استوانه ای و مثلثی استفاده نمود و نتیجه گرفت که هنگام استفاده از سیلندر مثلثی وزن آب بیشتری به سطح بالاتر منتقل می شود [۱۶].



شکل ۲-۶ پمپ اسکروی داوینچی [۱۶]

● بعدها در قرن شانزدهم کاردانو کارکرد جدیدی از پمپ اسکرو را ارائه داد. وی از چند ردیف پمپ استفاده کرد و نام آن را ماشین آگزیبورگ نامید. راملی نیز با استفاده از دو ردیف پره برای اولین بار طراحی پره های پمپ اسکرو را متحول کرد [۱۷].

در چند دهه اخیر ایده بکارگیری پمپ اسکرو به عنوان توربین برای هدهای پایین توسعه یافته است. بدین منظور بهینه سازی های گسترده ای بر روی پارامترهای تاثیرگذار بر



عملکرد پمپ- توربین اسکرو اعم از پارامترهای هندسی و پارامترهای طراحی صورت گرفته است. در زیر به صورت خلاصه نمونه هایی از مطالعات انجام شده بر روی توربین اسکرو آورده شده است:

• نایجل<sup>۱</sup> در سال ۱۹۶۸ کتاب مرجعی را برای پمپ- توربین اسکروی ارشمیدس گردآوری کرد. هدف از گردآوری این کتاب مرجع محاسبه حد بالای سرعت دورانی اسکرو برای جلوگیری از اغتشاشات جریان بود. وی بیان کرد که حد بالای سرعت دوران تابعی از قطر محور اسکرو است و با ارائه رابطه  $V_{max} = 50/D^{2/3}$  حد بالای سرعت دوران که در بیش از آن اغتشاشات جریان عملکرد توربین را کاهش می دهد را مشخص کرد [۱۸].

• برادا<sup>۲</sup> در سال ۱۹۹۹ به بررسی تجربی توربین های اسکروالکتریسته برای محاسبه بیشترین ظرفیت جذب انرژی و ترسیم منحنی بازده پرداخت. بردا مطالعات را بر روی یک توربین با قطر ۱۰۵۰ میلیمتر و طول ۴/۷ متر در آزمایشگاه مجهز توربوماشین دانشگاه پراگ انجام داده است. مدل ساخته شده در حالت های پمپ و توربین مورد آزمایش قرار گرفته است و تاثیر هد ورودی و شیب توربین، دبی و پارامتر های دیگر بر عملکرد توربین بررسی شده است. برادا نشان داد که:

✓ بازده توربین با افزایش هد افزایش می یابد و با افزایش بیشتر هد بازده تقریباً ثابت باقی می ماند.

✓ افزایش هد ورودی بر دبی، گشتاور تولیدی و توان خروجی به صورت خطی تاثیر گذار است.

✓ در حالت کارکرد به صورت توربین زاویه مناسب برای نصب بین ۲۵ تا ۳۶ درجه است. زاویه های کوچکتر ظرفیت جذب انرژی را کاهش می دهد و لذا طول اسکرو افزایش می یابد.

---

<sup>۱</sup> Nagel

<sup>۲</sup> Brada, K

هرچه زاویه بزرگتر شود، دبی خروجی کمتر می شود. برای بهینه سازی بازده و انرژی تولیدی زاویه ۳۰ درجه توصیه شده است.

✓ در حالت کارکرد به صورت پمپ این زاویه بیشتر و بین ۳۰ تا ۳۸ درجه است. زاویه های بزرگتر هد را افزایش می دهند و لذا طول اسکرو کاهش می یابد.

✓ در هد های مختلف دبی سیستم در حالت توربین از پمپ بالاتر است [۱۹].

● در سال ۲۰۰۰ روزز<sup>۱</sup> به صورت تئوری بر روی بهینه سازی حجم آب موجود در هر باکت در پمپ اسکروی ویتروویوس<sup>۲</sup> پرداخت. در این مطالعه که صرفاً به صورت تئوری انجام شده است، با ارائه نسبت های بی بعد گام و شعاع حجم بهینه آب هر باکت در زاویه ها و تعداد دور مختلف در یک پمپ ارشمیدس محاسبه شده است. از معایی که مطالعه دارد این است که بحثی در حالت توربین انجام نشده است. دستاوردهای این مطالعه شامل موارد زیر بود:

✓ نتایج بدست آمده حاکی از افزایش ۲۱ درصدی حجم آب هر باکت نسبت به اسکروی ویتروویوس مشابه است.

✓ طبق اطلاعات کتاب مرجع نایجل، نسبت بهینه شعاع داخلی به خارجی پمپ اسکرو ۴۵ درصد است ولی نتایج این مطالعه مقدار بهینه برای نسبت شعاع را ۵۴ درصد بیان می کند.

✓ طبق اطلاعات کتاب مرجع نایجل، گام اسکرو برای زوایای کمتر از ۳۰ درجه  $2/4R$ ، برای ۳۰ درجه  $2R$ ، برای بیش از ۳۰ درجه  $1/6R$  است که این اعداد برای تمامی دورها است ولی در این مطالعه گام به صورت تابعی از دور و زاویه ارائه شده است و گام  $2R$  را به صورت تقریبی برای تمام حالات مناسب می بیند [۸].

---

<sup>۱</sup> Chris Rorres

<sup>۲</sup> Vitruvius

● در سال ۲۰۰۹ کی.وی الکساندر<sup>۱</sup>، ای.پی گیدنز<sup>۲</sup> و ای.ام فولر<sup>۳</sup> میکروتوربین های جریان

محوری در گام های متغیر را مورد بررسی قرار دادند [۲۰].

● در سال ۲۰۱۲ مارسل رایت<sup>۴</sup> زاویه بهینه یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ را بررسی کرد.

وی یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ در زاویایی ۲۸ تا ۳۵ درجه با گام ۱ درجه تحت آزمایش قرار داد. بیشترین سرعت در این آزمایش ۰/۴ متر بر ثانیه است که اغتشاشات جریان تولید شده در این حالت مشابه جریان واقعی رودخانه ای است توربین مورد آزمایش کاملاً در آب غوطه ور است. از نقاط ضعف این مطالعه این بود که مطالعه تنها برای گام ۶۰ درصد انجام شده است یعنی ابتدا به طور جداگانه گام بهینه شده است و سپس گام بهینه در زاویای مختلف بهینه شده است. یعنی با توجه به نبود رابطه خطی بین این پارامترها اینگونه بهینه سازی قابل قبول نیست. رایت نشان داد که:

✓ در سرعت های مختلف توان تولیدی در زاویای مختلف نصب اختلاف چندانی ندارد ولی بعد از زاویه ۳۴ درجه توان تولیدی افت شدیدی می کند.

✓ تفاوت خاصی بین زاویه ای ۲۸ تا ۳۵ درجه وجود ندارد ولی بعد از ۳۵ درجه عملکرد توربین دچار افت می شود. زاویه بهینه در این مطالعه  $31 \pm 3$  درجه است.

✓ بازده تولید انرژی در زاویه ۲۸ درجه که کمترین زاویه مورد آزمایش است از بقیه بیشتر است در حالی که توان تولیدی در این زاویه در مقایسه با زاویه ۳۱ درجه کمتر است.

✓ بین گشتاور و سرعت دورانی رابطه معکوس وجود دارد و بعد از زاویه ۳۴ درجه گشتاور نیز افت شدیدی پیدا می کند. برای رسیدن به گشتاور بهینه باید به سرعتی توجه نمود که بیشترین توان را تولید می کند زیرا الزاماً گشتاور بیشینه نقطه ای نیست که توان بیشینه را نیز تولید کند و هدف طراحی نیز همواره توان بیشینه است [۲۱].

---

<sup>۱</sup> K.V Alexander

<sup>۲</sup> E.P Giddens

<sup>۳</sup> A.M Fuller

<sup>۴</sup> Marcel Wright

● در سال ۲۰۱۲ ویلیام کریستفر<sup>۱</sup> به صورت عددی گام‌های متفاوت توربین اسکرو را بررسی قرار داد. او توربین ارشمیدس را در دو حالت گام ثابت و گام متغیر مدل‌سازی کرد معادلات حاکم بر لبه پره در متلب نوشته شده و سپس فایل حاصل به صورت یک فایل وارد سالید ورک<sup>۲</sup> شده است. از مدل مش بندی متحرک استفاده شده است از روش قاب مرجع برای حل معادلات حاکم بر مسئله استفاده شده است. برای مدل‌سازی اغتشاشات جریان از گروه نرم‌الایز شده  $k - \varepsilon$  استفاده شده است. نتایج با کمک نرم افزار انسیس<sup>۳</sup> پردازش شده است. به دور توربین یک محفظه در نظر گرفته شده است. نقطه ضعف این مطالعه این بود که از اثرات سطح آزاد در توربین صرفه نظر شده است و توربین را صورت جریان توسعه یافته در نظر گرفته‌اند و لذا از نشت و تلفات نیز صرفه نظر شده است. نتایج بررسی‌ها نشان داد که سرعت دوران اثر کمتری بر روی بازده توربین نسبت به هد سیستم دارد و بازده نسبت به سرعت دوران به صورت نمایی افزایش می‌یابد [۲۲].

● در سال ۲۰۱۲ یول هیزار<sup>۴</sup> به صورت عددی و تجربی اثرات گام و زاویه توربین بر عملکرد توربین را بررسی کرد. او سه توربین با گام پره  $1/2$  و  $1/6$  و  $2$  برابر شعاع و زاویه  $25^\circ$  تا  $50^\circ$  درجه را به صورت ریاضی و تجربی مورد بررسی قرار داد. توربین دو پره دارد و دبی آب در آن ثابت و  $7/28$  لیتر بر ثانیه است. توربین در حالت بدون بار و با ترمز اصطکاکی تحت آزمایش قرار گرفته است. نقطه ضعف این مطالعه این بود که در محاسبات تئوری، نیروی وارد بر هر پره یکنواخت است. این نیرو در حالت عملی تابعی از الگوی سرعت سیال است که به پره ضربه می‌زند. به همین دلیل نیروی مماسی پدید آورنده گشتاور در حالت تئوری از عملی کمتر است. نتایج بررسی‌ها نشان داد که:

✓ در حالت بدون بار توربین اسکرو با گام  $2$  برابر شعاع سرعت دورانی بیشتری را در زاویه  $35^\circ$  درجه تولید می‌کند.

<sup>۱</sup> William Christopher Schleicher

<sup>۲</sup> Solid Work

<sup>۳</sup> Ansys

<sup>۴</sup> Yul Hizhar

✓ در حالت تحت بار، هر سه توربین بیشترین توان خود را در زاویه ۳۵ درجه تولید می‌کنند، این در حالی است که بیشترین بازده خود را در زاویه ۲۵ درجه دارند. یعنی الزاماً زاویه‌ای که در آن بیشترین توان تولید می‌شود دارای بیشترین بازده نیز نمی‌باشد.

✓ بهترین عملکرد را در بین هر سه توربین، گام دو برابر شعاع دارد [۲۳].

● در سال ۲۰۱۳ آلکیستیس استرگیپولو<sup>۱</sup> و کالکانی<sup>۲</sup> شیب توربین بر عملکرد توربین را از ۰ تا ۹۰ درجه مورد بررسی قرار دادند، اما هیچ گونه فرمول بندی خاصی در این تحلیل ارائه نشده است. برای بررسی اثر شیب توربین بر عملکرد توربین دو نمونه توربین ساخته شده است که یکی به صورت پمپ توربین است و دیگری به عنوان توربین عمل میکند. نتایج این مطالعه شامل موارد زیر می‌باشد:

✓ نقش سطح آب بالادست و قطر روتور در افزایش بازده بسیار مهم است.

✓ قطر داخلی شفت در حالتی به صورت پمپ- توربین عمل می‌کند بیش از توربین تنها است.

✓ زاویه بهینه نصب توربین بین ۲۰ تا ۳۴ درجه است [۹].

● در سال ۲۰۱۳ علی رضا<sup>۳</sup>، میان سلیم<sup>۴</sup> و یاسر سلیم<sup>۵</sup> توسط نرم افزار متلب به مدل سازی پارامترهای مختلف توربین ارشمیدس در هد ثابت پرداختند. در این مطالعه ابتدا پارامترهای مستقل و وابسته توربین را به کمک روابط ریاضی مشخص کردند. سپس ورودی های مسئله

---

<sup>۱</sup> Alkistis Stergiopoulou

<sup>۲</sup> Kalkani

<sup>۳</sup> Ali Raza

<sup>۴</sup> Mian Saleem

<sup>۵</sup> Yasir Saleem

مشخص شد و پارامترهای خروجی بر حسب متغیرهای مستقل نمایش داده شدند. آنها دستاوردهای زیر را از این مطالعه بدست آوردند:

✓ سرعت دوران توربین با حجم آبی که در هر دور از توربین خارج می شود، متناسب است، هرچه حجم آب خروجی افزایش یابد، سرعت دوران توربین کاهش می یابد.

✓ توان هیدرولیکی توربین با افزایش دبی، افزایش می یابد.

✓ شعاع های خارجی و داخلی توربین با هم متناسب هستند، با افزایش شعاع داخلی، شعاع بیرونی نیز باید افزایش یابد. اغلب سازندگان برای نسبت شعاع داخلی به خارجی عدد بین  $0/3$  تا  $0/5$  را پیشنهاد می کنند.

✓ طول پره های اسکرو با شعاع خارجی اسکرو متناسب است و با افزایش طول پره، شعاع خارجی نیز باید افزایش یابد.

✓ عمق آب بالادست به طور مستقیم با دبی جریان رابطه دارد ولی عمق آب پایین دست با شعاع خارجی توربین متناسب است.

✓ بازده توربین با گام پره رابطه تنگاتنگی دارد.

✓ آنها از این مطالعه نتیجه گرفتند که زاویه های کوچکتر دبی بیشتر و بازده کمتری دارند در حالیکه در زوایای بزرگتر دبی کمتر بوده و بازده بالاتر است. در هر حال انتخاب زاویه و دبی بسته به شرایط سایت نصب و نیاز مشتری دارد [۲۴].

• درک ام. نوثرنبرگ<sup>۱</sup> و رورز<sup>۲</sup> در سال ۲۰۱۳ به بررسی و مدلسازی پارامترهای جریان ورودی بر روی عملکرد توربین اسکرو پرداختند. آنها در این مطالعه توربین را با ابعاد واقعی به صورت تحلیلی مدل سازی کردند تا اثرات عمق آب بالادست و اغتشاشات جریان در بالادست

---

<sup>۱</sup> Dirk M.Nuembergk

<sup>۲</sup> Rorres

توربین بر عملکرد توربین اسکرو را بررسی کنند. اما نتایج بدست آمده را با مدل های تجربی مقایسه نکردند. نتایج نشان می دهد برای بالاتر رفتن کارایی توربین عمق آب بالا دست باید از قطر خارجی توربین حداقل ۱۰ درصد کمتر باشد. وجود اغتشاش در بالادست توربین عاملی است که باعث جهش جریان ورودی و پر نشدن باکت های توربین می شود. کنترل دریچه ورودی آب به توربین نیز باعث می شود تا افت هد توربین در ورودی به حداقل برسد [۲۵].

• آریک آپریلیانتو<sup>۱</sup>، ایندارتو<sup>۲</sup> و پراجیتنو<sup>۳</sup> در سال ۲۰۱۳ به بررسی توربین هیدروکوئل به پرداختند. در این مطالعه یک توربین با قطر ۴ اینچ که در سه گام متفاوت ساخته شده بود را مورد مطالعه قرار دادند [۲۶].

مطالعات صورت گرفته بیشتر بر روی توربین اسکروی ارشمیدس انجام شده است. در این پژوهش از مطالعات صورت گرفته، برای بررسی توربین هیدروکوئل استفاده می شود.

---

<sup>۱</sup> Arik Aprilliyanto

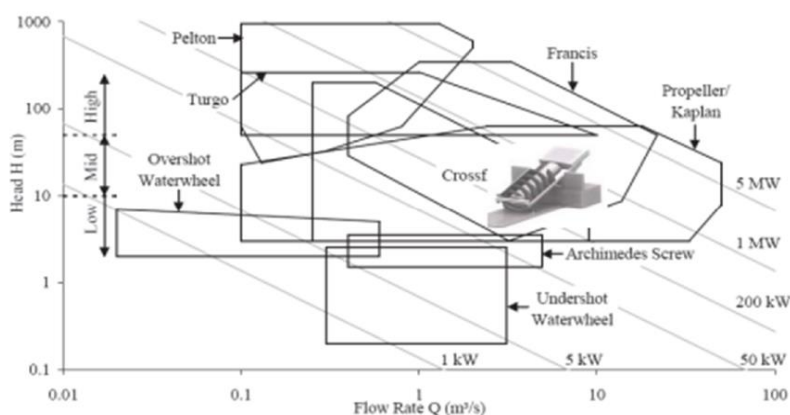
<sup>۲</sup> Indarto

<sup>۳</sup> Prajitno

## ۲-۳) مزایای توربین هیدروکوئل

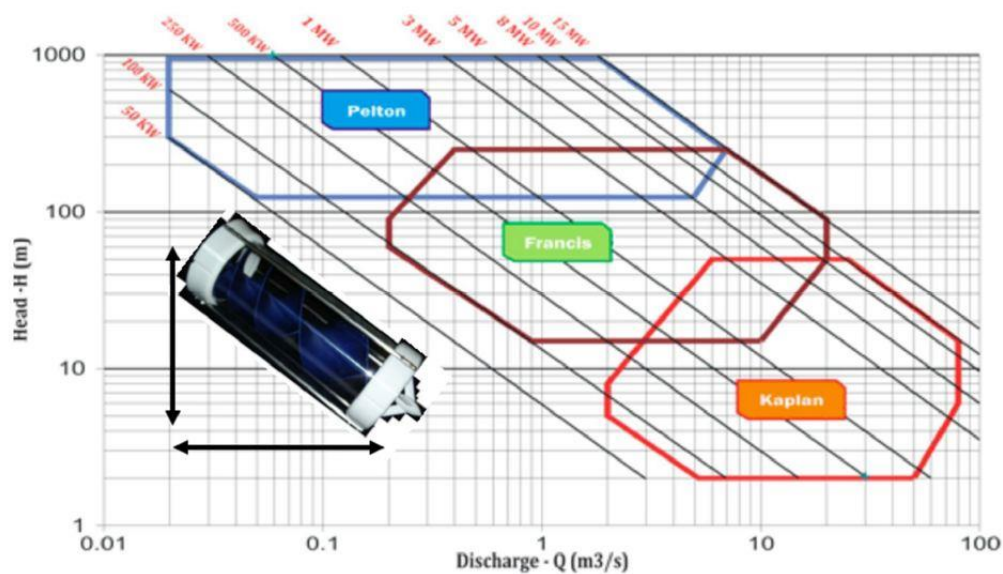
- طراحی این توربین جمع و جور و قابل حمل می باشد که این عوامل باعث کاربردهای وسیع آن از جمله سیستم های توزیع آب و شبکه های آبیاری شده است.
- توربین هیدروکوئل از نظر زمان بازگشت سرمایه با انواع انرژی های تجدیدپذیر قابل رقابت است.
- پس از نصب دیگر نیازی به تکنسین خاصی نیست و فقط باید نظارت شود.
- به محض نصب قابل استفاده است و نیازی به آبگیری نیست.
- این توربین از پلیمر سبک یا مواد کامپوزیت با روش قالب گیری تزریقی ساخته شده است و تمام قسمت های آن در برابر خوردگی مقاوم می باشد.

در نمودار ۲-۲ محدوده کارکرد توربین اسکرو [۲۷] و در نمودار ۲-۳ محدوده کارکرد توربین هیدروکوئل [۱۳] بر اساس هد بر روی دبی نشان داده شده است. همان طور که انتظار می رفت محدوده ی دبی و هد توربین هیدروکوئل از اسکرو بالاتر است. توان تولیدی توربین هیدروکوئل بین ۲ تا ۸ کیلووات است [۲۸].



نمودار ۲-۲ محدوده کارکرد توربین اسکرو [۲۷]





نمودار ۲-۳ محدوده کارکرد توربین هیدروکوئل [۱۳]

در جدول ۱-۲ مشخصات این دو توربین با یکدیگر مقایسه شده است:

جدول ۱-۲ مقایسه دو توربین اسکرو و هیدروکوئل [۳]

نوع توربین	هد (متر)	دبی ( $m^3/s$ )	توان خروجی (کیلو وات)	حداقل ابعاد (متر) (طول-شعاع)	وزن (کیلوگرم)
اسکرو	۱-۱۲	۰/۱ - ۱۸	۵۰۰ تا	۱/۵ - ۴	۵۰۰
هیدروکوئل	۳ - ۶۰	۰/۰۲ - ۰/۲	۲ - ۸	۰/۲۵ - ۱	۲۰



## فصل ۳) تئوری تحقیق

### ۳-۱) روند طراحی توربین محوری

در ابتدای کار لازم است یک روند خاص برای طراحی توربین محوری مورد بررسی در نظر گرفت که با توجه به مطالعات صورت گرفته در مورد این توربین می توان روابط مناسب را مورد استفاده قرار داد که به صورت زیر تعریف می شوند.

در این پروژه هدف آن است تا با تغییر پارامترهای هندسی در توربین با گام متغیر، علاوه بر تحلیل الگوی جریان حاکم بر توربین هیدروکوئل، بتوان با کنترل تغییر فشار بین پره های توربین هیدروکوئل، اختلاف فشار کلی بین لبه خروجی و ورودی را به نحوی افزایش داد تا علاوه بر افزایش توان تولیدی از بروز اغتشاشات و گردابه ها نیز تا حد ممکن جلوگیری شود. برای این منظور می توان از روابط مختلفی برای معادله حاکم بر پره توربین استفاده کرد. برخی از این روابط می توانند به صورت روابط (۳-۱) و (۳-۲) باشند. در رابطه (۳-۱) از سری توانی برای مدل سازی پره استفاده شده است.

$$X = R \cdot \cos(t) \quad Y = R \cdot \sin(t) \quad Z = L(1 - (\frac{t}{N\pi})^m) \quad (۳-۱)$$

که در رابطه (۳-۱)  $t$  متغیر پارامتریک،  $L$  طول شفت،  $N$  تعداد چرخش پره ها به دور شفت و  $m$  گام توربین است.

$t$  به صورت زیر تعریف می شود.

$$t = l_{shaft} \frac{N\pi}{L} \quad (۳-۲)$$

که در روابط بالا  $l_{shaft}$  طول موضعی شفت می باشد. البته از روابط متنوع دیگری نیز می توان استفاده کرد [۲۲].

پس از بدست آوردن مختصات توربین، روابط (۳-۳) ، (۴-۳) و (۵-۳) همچنین روابط مورد نیاز برای بدست آوردن توان بیشینه ، توان تولیدی پره و بازده، جهت بررسی توربین های تحلیلی به صورت زیر می باشند.

$$P_i = \rho g Q H \quad (۳-۳)$$

$$P_r = T_r \frac{N}{60} 2\pi \quad (۴-۳)$$

$$\eta_t = \frac{P_r}{P_i} \quad (۵-۳)$$

که در روابط بالا  $P_i$  توان بیشینه (watt) ،  $Q$  دبی ( $m^3/s$ ) ،  $H$  هد (m) ،  $P_r$  توان تولیدی (watt) ،  $T_r$  گشتاور توربین ( $N.m$ ) ،  $N$  سرعت دورانی توربین (RPM) و  $\eta_t$  بازده توربین می باشد.

سرعت مخصوص توربین از رابطه زیر بدست می آید:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_r}}{H^{5/4}} \quad (۶-۳)$$

$N$  : سرعت دورانی توربین (RPM)

$P_r$  : توان خروجی پره (w)

$H$  : هد توربین (m)

این فرمول  $N_s$  از ورژن نچلبا بدست آمده که با استفاده از توان محاسبه شده به طور غیر مستقیم (که با رانر جذب شده) به نسبت توانی که به طور مستقیم توسط دینامومتر اندازه گیری شده است.

این رابطه بی بعد نیست و ما باید حالت بی بعد آن را بدست آوریم.

$$N_s = \frac{(Newtons)^{1/2}}{(seconds)^{3/2}(Meters)^{3/4}}$$

سرعت مخصوص هر توربین برابر است با سرعت توربینی شبیه آن که در هد ۱ متر کار میکند ، به طوری که توربین اخیر ابعادی دارد که در هد متر یک واحد توان تولید میکند [۲۰].

روابط واحد برای سرعت ، دبی ، گشتاور و توان خروجی به صورت زیر می باشند:

$$N_1 = N/H^{0.5} \quad (۷-۳)$$

$$Q_1 = Q/H^{0.5} \quad (۸-۳)$$

$$T_1 = T/H \quad (۹-۳)$$

$$Pr_1 = Pr/H^{1.5} \quad (۱۰-۳)$$

این روابط بی بعد شده جهت نمودارهای مربوط به توربین مورد استفاده قرار میگیرد [۲۹].

ایده طراحی گام متغیر از آنجا ناشی می شود که در این حالت کنترل بیشتری بر فشار در سمت مکش و دهش وجود دارد و گشتاور بالاتری قابل استخراج است.

اختلاف فشار کلی بین لبه حمله و لبه انتهایی پره در حالت گام متغیر بیش از گام ثابت است و فشار کلی در گام متغیر به مقدار زیادی بالاتر است.

در حالت گام متغیر، میزان چرخش در پایین دست بیشتر است و سرعت جریان در لبه انتهایی بیشتر است.

## ۳-۲) تحلیل یک بعدی توربین هیدروکویل

با توجه به تعاریفی که در کتاب توربوماشین ترجمه دکتر احمد نوربخش آمده است، برخی از آن معادلات مورد نیاز در این بخش آورده شده است که به قرار زیر می باشد [۱]:

گشتاور:

$$M'' = \dot{m}'' (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (۱۱-۳)$$

در توربین هیدروکویل:

$$R_1 = R_2 = R \quad (۱۲-۳)$$

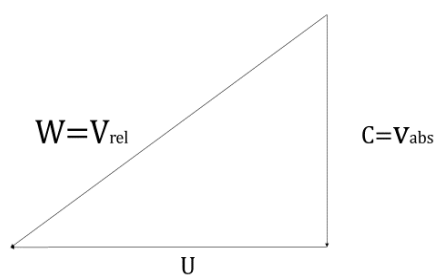
قدرت:

$$P'' = \dot{m}'' (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (۱۳-۳)$$

هد:

$$H'' = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (۱۴-۳)$$

با توجه به شکل ۱-۳:



شکل ۱-۳ مثلث سرعت [۱]

$$C = V_{abs}$$

$$W = V_{rel}$$

$$U = U$$

همچنین به کمک مثلث سرعت ها می توان صورت دیگری از معادله اولر را بدست آورد:

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2UC \cos \alpha \quad (۱۵-۳)$$

$$V_{rel}^2 = U^2 + V_{abs}^2 - 2UV_{abs} \cos \alpha \quad (۱۶-۳)$$

$$UV_{abs} \cos \alpha = \frac{U^2 + V_{abs}^2 - V_{rel}^2}{2} \quad (۱۷-۳)$$

با جایگذاری در  $H''$  داریم:

$$H'' = \frac{V_{abs2}^2 - V_{abs1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2}{2g} \quad (۱۸-۳)$$

اولین عبارت در معادله فوق معرف تبادل انرژی ناشی از تغییر انرژی جنبشی سیال در چرخ است ( در ماشین های آبی به ارتفاع دینامیکی موسوم است).

دو عبارت دیگر نشان دهنده تغییر انرژی استاتیک سیال می باشد. ( در ماشین های آبی به ارتفاع پتانسیل موسوم است).

معادلات اولر برای توربوماشین های محوری با توجه به اینکه  $U = U_1 = U_2$  ، به صورت زیر ساده می شود:

برای توربین:

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g} \quad (۱۹-۳)$$

با توجه به قانون انرژی داریم:

قانون اول:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta h + \Delta k + \Delta E_p \quad (۲۰-۳)$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \iint_{c.s} (h + \frac{c^2}{2} + gz)(\rho \cdot \vec{C} \cdot d\vec{A}) \quad (۲۱-۳)$$



از این روابط نتیجه می گیریم ( با توجه به این که جریان ورودی و خروجی را یک بعدی فرض کردیم):

$$\frac{dQ}{dm} + \left( h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) + \frac{dW}{dm} \quad (22-3)$$

با استفاده از تعریف آنتالپی به صورت  $h = u + \frac{P}{\rho}$ ، داریم:

$$\frac{dQ}{dm} + \left( u_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left( u_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) + \frac{dW}{dm} \quad (23-3)$$

$$\rightarrow \frac{dW}{dm} = \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \left( \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + \left[ (u_2 - u_1) - \frac{dQ}{dm} \right] \quad (24-3)$$

که در آن  $h_L = (u_2 - u_1) - \frac{dQ}{dm}$  افت ارتفاع می باشد.

$$\frac{\dot{g}}{g} \frac{dW}{gdm} = \left( \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \frac{h_L}{g} \quad (25-3)$$

که  $H'' = \frac{h_L}{g}$  و  $\tau_{1-2}$  است که  $\tau_{1-2}$  معرف تلفات هیدرولیکی می باشد.

معادله اصلاح شده برنولی:

$$H'' = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \tau_{1-2} \quad (26-3)$$

معادله انرژی برای سایر قسمت های توربوماشین به صورت معادله برنولی اصلاح شده

قابل بیان است:

برای هدایت کننده یا نازل:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 + \tau_{0-1} \quad (27-3)$$

برای چرخ:

$$H'' + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 + \tau_{1-2} \quad (28-3)$$

برای دیفیوزر و جمع کننده:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + z_3 + \tau_{2-3} \quad (29-3)$$

در مجموع:

$$H'' = \left[ \left( \frac{P_3 - P_0}{\gamma} \right) + \left( \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} \right) + (z_3 - z_0) \right] + \tau_{0-3} \quad (30-3)$$

که

$$\tau_{0-3} = \tau_{0-1} + \tau_{1-2} + \tau_{2-3}$$

برای توربین های آبی داریم:

$$H'' = \left( \frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (z_0 - z_3) - \tau_{0-3} \quad (31-3)$$

که

$$H = \left( \frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (z_0 - z_3) \quad (32-3)$$

$$H'' = H - \tau_{0-3} \quad (33-3)$$

$H$  ارتفاع مفید می باشد.

از قبل داشتیم:

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g}$$

و همچنین

$$H'' = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} - \tau_{1-2}$$

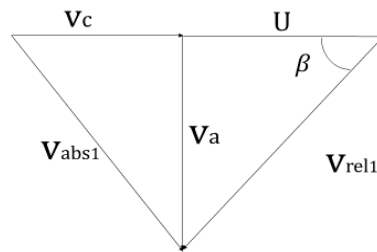
با ترکیب این دو رابطه داریم:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_{rel1}^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_{rel2}^2}{2g} - \tau_{1-2} \quad (3-34)$$

اگر از تلفات هیدرولیکی صرف نظر کنیم، داریم:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} (V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2) \quad (3-35)$$

با توجه به مثلث سرعتها



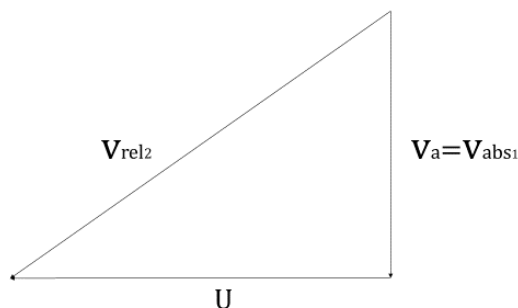
شکل ۳-۲ مثلث سرعت ورودی توربین [۱]

$$V_{rel1}^2 = V_a^2 + (U - V_c)^2 \quad (3-36)$$

$$\tan \beta = \frac{V_a}{U - V_c} \quad (3-37)$$

$$\rightarrow U - V_c = \frac{V_a}{\tan \beta} \quad (3-38)$$

$$\rightarrow V_{rel1}^2 = V_a^2 + \frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} \quad (3-39)$$



شکل ۳-۳ مثلث سرعت خروجی توربین [۱]

$$V_{rel_2}^2 = V_a^2 + U^2 \quad (۴۰-۳)$$

$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} \left( \frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} - U^2 \right) \quad (۴۱-۳)$$

$$t = 2\pi R_h \tan \beta \quad (۴۲-۳)$$

$$\rightarrow \tan \beta = \frac{t}{2\pi R_h} \quad (۴۳-۳)$$

$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{2\pi^2 R^2 V_a^2}{t^2} - \frac{U^2}{2} \quad (۴۴-۳)$$

[۱]

### ۳-۳) اهمیت موضوع

امروزه کمبود انرژی‌های فسیلی، قیمت بالا و آلودگی‌های زیست محیطی عواملی هستند که انرژی‌های پاک را مورد توجه قرار داده اند. همچنین یکی از مشکلات اساسی برای تولید برق، هزینه‌های بالای عمرانی و اجرایی نیروگاه های تولید برق است. تولید انرژی با ایجاد سایت های کوچک و با هد کم در نزدیکی مصرف کننده یکی از جایگزین های ایده آل می باشد. توربین‌های آبی با هد پائین ایده‌ی مناسبی است که امروزه به صورت گسترده مورد توجه قرار گرفته است. در حال حاضر که نیاز روز افزون به تولید انرژی احساس می‌شود و

امکان ورود تکنولوژی سیستم‌های با هد پایین به کشور با توجه به هزینه‌های بسیار بالا امکان پذیر نمی‌باشد، توربین هیدروکوئل با توجه به گستردگی زمینه‌های کاربرد و امکان نصب آن در بسیاری از نقاط کشور، گزینه بسیار مناسبی برای تولید برق در کشور است و از جمله توربین‌هایی است که تا به امروز در ایران نصب نشده و اقدامی برای طراحی و ساخت آن صورت نگرفته است.

### ۳-۴) صورت مسئله

با وجود تفاوت‌های ذکر شده بین توربین اسکروی رایج و هیدروکوئل که شامل نوع محفظه، زاویه نصب، دبی و هد می‌باشد، نوع پره عامل اصلی شباهت اسکرو و هیدروکوئل است. در هر دو توربین از پره‌های مارپیچ استفاده می‌شود با این تفاوت که در هیدروکوئل، گام پره‌های توربین متغیر است. هنگامی که دبی توربین بالاتر می‌رود، به صورت تابعی از اختلاف فشار کلی موجود بین لبه‌های ورودی و خروجی توربین تعریف می‌شود، در حالیکه در توربین اسکرو هد تقریباً ثابت و اختلاف ارتفاع سطح آب در بخش بالایی و پایینی توربین است. رابطه ۱ هد در توربین هیدروکوئل را نشان می‌دهد:

$$\Delta H_{Hydro\ coil} = \frac{\Delta P_{static+Dynamic}}{\rho_w \cdot g} \quad (1)$$

نتایج بررسی انجام شده بین دو توربین هیدروکوئل با گام پره ثابت و متغیر، دلیل استفاده از پره‌های با گام متغیر را در هیدروکوئل به وضوح نشان می‌دهد.

در توربین با گام پره یکسان در دبی و نرخ دوران برابر، تغییر فشار بین پره ورودی و خروجی از توربین با گام متغیر کمتر است. همچنین فشار کلی (مجموع فشار استاتیک و دینامیک) در توربین با گام متغیر به وضوح از توربین با گام یکسان بیشتر است. لذا هد تولیدی توسط توربین با گام متغیر از توربین با گام یکسان بالاتر بوده و توان تولیدی توربین افزایش می‌یابد.

در توربین با گام متغیر، مقدار چرخش جریان در پایین دست جریان و سرعت جریان در لبه خروجی بالاتر است. در توربین با گام ثابت چرخش پایین دست پایین تر است [۲۲].

### **۳-۵) اهداف**

- طراحی پروفیل پره توربین هیدروکوئل جهت افزایش کارایی توربین خروجی در توان ثابت از سیال در دسترس. محاسبه گام متغیر پره و بررسی تعداد پره های توربین.
- افزایش اختلاف فشار کلی بین لبه ورودی و خروجی توربین.
- رسیدن به بهترین نقطه کارکرد توربین در بار طراحی و بار جزئی به وسیله اعمال تغییرات در پارامترهای هندسی توربین مانند: گام و تعداد پره های توربین.

### **۳-۶) دستاوردها**

امید است که با افزایش کارایی توربین هیدروکوئل در یک حجم ثابت، با بدست آوردن پارامترهای هندسی مشخص از جمله گام متغیر توربین و تعداد پره های توربین بتوان در انتخاب و ساخت توربینی کوچک، ارزان قیمت و دوستدار محیط زیست سهولت ایجاد کرد.

## فصل ۴) روش تحقیق

روش انجام تحقیق به بخش های گردآوری داده ها ، مدل سازی ، حل عددی و در پایان روش های طراحی مسئله تقسیم می گردد. با پیشرفت روز افزون رایانه ها، حل عددی به بخشی جدا ناپذیر از طراحی های مکانیکی تبدیل شده است. حل عددی اجازه می دهد تا با فرایندهای تکراری طراحی در زمان کوتاه تری نسبت به آزمایش های تجربی نتیجه مطلوب صورت گیرد. مدل سازی به این صورت است که ابتدا مدل پره محاسبه شده به صورت عددی توسط نرم افزارهای برنامه نویسی ذخیره شده و به نرم افزارهای طراحی وارد می شود که ساختار توربین و سایر اجزای آن طراحی گردد. پس از آن ، فایل مدل ساخته شده به منظور شبکه بندی میدان حل وارد نرم افزارهای شبکه بندی می شود. شبکه بندی اطراف پره ها باید به طور دقیق صورت بگیرد که دقت نتایج افزایش یابد. در مرحله بعد نیاز است که حل عددی مدل صورت بگیرد. این کار توسط نرم افزارهای دینامیک سیالاتی صورت می گیرد.

دینامیک سیالات محاسباتی نقشی حیاتی در طراحی توربوماشین ها ایفا می کند. این ابزار اجازه می دهد تا با فرآیندهای طراحی تکراری در زمان بسیار کوتاه تری نسبت به ساخت مدل به صورت صرفاً تجربی نتیجه مطلوب حاصل گردد. با پیشرفت روزافزون رایانه ها در سالیان اخیر، حل عددی به بخشی جدایی ناپذیر از طراحی های مکانیکی بدل گشته است. توربوماشین یکی از زمینه های بسیار پرتعداد در دینامیک سیالات محاسباتی است.

## ۴-۱) طراحی هندسی

گام اول در طراحی یک توربوماشین با این روش و به صورت عمومی تر هر تحلیل عددی، مدلسازی هندسی مسئله است. توربین هیدروکوئل به دلیل ویژگی های هندسی خاصی که دارد، نیاز به طراحی دقیق مخصوصاً در پروفیل پره دارد. برای این منظور هندسه پره آن به کمک لبه<sup>۱</sup> مدلسازی می گردد. از آنجا که در نرم افزارهای طراحی امکان ورود تابع دقیق مطابق خواست کاربر در بحث لبه ها فراهم نیست، از روش دیگری استفاده می شود. به

---

<sup>۱</sup> Spline



این منظور ابتدا به کمک معادلات ارائه شده در فصل دوم متلب<sup>۱</sup> معادله حاکم بر پروفیل سه بعدی پره استخراج می گردد. سپس این معادله را در یک فایل ذخیره شده وارد سالیدورک<sup>۲</sup> می شود تا نقاط سازنده پروفیل پره در یک فایل خوانا به نرم افزار لبه سازنده پروفایل پره شکل بگیرد. گام بعدی افزودن محور توربین است. برای این منظور یک استوانه با شعاع متناسب با ارتفاع پره ها به مرکز لبه در صفحه سطح مقطع افزوده می شود [۳۰].

گام بعدی مدلسازی مجراهای ورودی و خروجی توربین اسکرو است که در بخش شبکه بندی اضافه می شود. نکته ای که باید در طراحی مجرای ورودی لحاظ شود، جلوگیری از تاثیرگذاری اثرات جریان در بالادست بر عملکرد توربین است. برای این منظور باید فاصله دریچه ورودی جریان به مجرا تا ورودی توربین به اندازه کافی طولانی باشد تا اثرات ورودی بر توربین از بین برود. افزودن محفظه بیرونی توربین اسکرو آخرین بخش از طراحی هندسی است. استوانه ای با شعاعی اندکی بیش از مجموع شعاع محور و ارتفاع پره ها تا لقی شعاعی مورد نیاز برای دوران پره ایجاد گردد.

## ۴-۲) شبکه بندی میدان حل

ورود به نرم افزار شبکه بندی بخش بعدی فرآیند مدلسازی و تحلیل عددی است. شبکه بندی قلب فرآیندهای تحلیل عددی است. یک شبکه بندی مناسب می تواند علاوه بر افزایش دقت و پایداری حل، زمان همگرایی را نیز کاهش دهد. استفاده از شبکه با اندازه کوچک دقت حل را افزایش می دهد، اما به رایانه هایی با قدرت بالا و زمان حل بیشتری نیاز دارند. در نقطه مقابل بکارگیری شبکه با سلول های بزرگتر، رایانه هایی با قدرت پردازش بالاتر را می طلبد و زمان حل را شدیداً افزایش می دهد [۳۱]. بنابراین باید بین استفاده از شبکه با سایز کوچک و بزرگ تعادل برقرار نمود. عناصر کوچکتر می توانند نزدیک دیوار و یا نواحی پراهمیت تر بکار

---

<sup>۱</sup> MATLAB

<sup>۲</sup> Solid Work

گرفته شوند و در نواحی با اهمیت کمتر می توان سائز شبکه را افزایش داد [۳۲]. به این فرآیند اصطلاحاً بکارگیری تابع اندازه<sup>۱</sup> می گویند [۳۳]. بعد از شبکه بندی میدان حل و ورود به فرآیند حل اولین کار بررسی استقلال نتایج از شبکه است. برای این منظور تعداد سلول های شبکه از تعداد کم تا زیاد افزایش می یابد تا نقطه ای که شیب تغییرات پارامتر مدنظر با افزایش تعداد سلول ها تقریباً صفر شود و یا به عبارت افزایش تعداد سلول ها دیگر بر نتایج تاثیری نگذارد و اینجا نقطه ای است که باید میدان حل با این تعداد عنصر شبکه بندی شود [۳۴].

شناخت و گسسته سازی معادلات حاکم نیز از اهمیت زیادی برخوردار است. برای استفاده صحیح از معادلات باید ماهیت جریان به خوبی شناخته شود. به واسطه دوران پره، ماهیت جریان در اطراف پره گذرا است. دو راه برای مدلسازی این جریان وجود دارد. راه اول از استفاده از شبکه حل متحرک است. در این حالت شبکه حل با سرعت دوران برابر با سرعت گردش پره دوران می کند. راه دوم که نیازی به دوران شبکه حل ندارد نیز دوران قاب مرجع است. در این روش قاب مرجع با سرعت دوران برابر با سرعت دوران پره گردش می کند. دوران قاب مرجع باعث نسبی شدن محاسبات پارامترهای جریان می گردد. هدف در هر دو روش یکسان است ولی هر کدام مزایا و معایب خاص خود را دارد. ولی از آنجا که روش دوران شبکه در شبکه های بی سازمان از نتایج خوبی برخوردار نیست، در این مطالعه از روش دوران قاب مرجع استفاده می شود [۳۲].

میدان سرعت در این روش نسبت به قاب مرجع مدور فرمول بندی می شود و بنابراین دو ترم شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز به معادله بقای مومنتوم اضافه می گردد. معادله تغییر یافته جرم و مومنتوم به شرح زیر است [۳۵].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \bar{v}_r = 0 \quad (1-4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r \bar{v}_r) + \rho(2\bar{\omega}_r \times \bar{v}_r + \bar{\omega}_r \times \bar{\omega}_r \times \bar{r}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_r + \bar{F} \quad (2-4)$$

---

<sup>۱</sup> Size Function

در معادله (۲-۴)  $\bar{v}_r$  بردار سرعت نسبی سیال،  $\rho$  چگالی سیال،  $\bar{\omega}_r$  بردار سرعت زاویه ای،  $p$  فشار،  $\bar{\tau}_r$  تانسور تنش برشی،  $\vec{F}$  هرگونه نیروی وزنی خارجی وارده بر سیال و  $t$  زمان است.

برای حل میدان جریان سیال باید اثرات بوجود آمده به واسطه اغتشاش جریان در نظر گرفته شود. برای مدل سازی اغتشاش روش های بسیاری وجود دارد. یکی از این روش ها که در جریانات داخلی و سطح آزاد بهترین جواب را ارائه می دهد روش  $K - \omega$  می باشد.

در انسیس فلوئنت مدل استاندارد  $k - \omega$  بر اساس مدل  $k - \omega$  ویلکس<sup>۱</sup> می باشد، که تغییرات اثرات عدد رینولدز پایین، تراکم پذیری و جریان برشی پاششی را باهم ترکیب می کند. یکی از نقاط ضعف مدل ویلکس حساسیت به حل  $k$  و  $\omega$  خارج از لایه برشی می باشد (حساسیت نسبت به جریان آزاد). هنگامی که رابطه های جدید در انسیس فلوئنت اجرا شود، این وابستگی ها کاهش داده می شود. اما همچنان اثرات قابل توجهی در حل، به خصوص برای جریان های برشی آزاد وجود دارد.

مدل استاندارد  $k - \omega$  یک مدل تجربی می باشد که بر اساس مدل روابط جابجایی برای انرژی جنبشی مغشوش ( $k$ ) و ضریب پراکندگی مخصوص ( $\omega$ ) می باشد، که همچنین می تواند به عنوان نسبت  $\varepsilon$  به  $k$  در نظر گرفته شود.

با فرض جریان کاملاً توسعه یافته در ورودی، شرایط مرزی با معادلات تجربی زیر مدل سازی می شود.

$$\frac{\bar{u}}{U} = (1 - r/R)^{1/n} \quad (۳-۴)$$

$$n = -1.7 + 1.8 \ln Re_U \quad (۴-۴)$$

---

<sup>۱</sup> Wilcox

$\bar{u}$  سرعت میانگین جریان،  $U$  سرعت بیشینه جریان،  $r$  شعاع محلی،  $R$  شعاع محفظه بیرونی و  $n$  ثابت پارامتریک است. به علاوه  $Re_U$  عدد رینولدز بر اساس سرعت بیشینه و قطر هیدرولیکی است.

پارامترهای اغتشاشی در ورودی و خروجی جریان، انرژی اغتشاش سینماتیک و انرژی اغتشاشی اتلافی است. این پارامترها به صورت برگشتی و با تعیین شدت اغتشاش و قطر هیدرولیکی در ورودی محاسبه می شود. این پارامتر به صورت عادی ۱۰ درصد در نظر گرفته می شود. در مدلسازی توربین هیدروکویل نیز قطر هیدرولیکی همان قطر محفظه بیرونی است. این قطر برای محاسبه طول اغتشاش بکار رفته در معادلات  $k - \omega$  استفاده می شود.

$$l = 0.07D_H \quad (5-4)$$

محفظه توربین نیز با فرض عدم لغزش مدلسازی خواهد شد و دیوارها از نظر هیدرولیکی هموار در نظر گرفته می شوند. برای محاسبه تنش برشی در دیواره قانون دیواره اعمال می گردد [۳۶].

## فصل ۵) جمع بندی و نتایج

## ۵-۱) جمع بندی

همان طور که در قسمت های پیشین توضیح داده شد، توربین در دو حالت گام مختلف و تعداد ردیف پره ها مورد بررسی قرار می گیرد، اما پیش از آن روند طراحی توربین در این قسمت توضیح داده می شود.

در ابتدا کد نویسی معادله توربین را که در بخش های پیشین مورد بررسی قرار گرفت، در گام های مختلف در نرم افزار متلب<sup>۱</sup> مورد بررسی قرار داده و از خروجی آن برای طراحی توربین استفاده شد که کد مورد نظر در پیوست رساله قرار گرفته است.

از خروجی نرم افزار متلب برای طراحی توربین در نرم افزار سالیدورک<sup>۲</sup> استفاده شد که بتوان به راحتی لبه توربین را طراحی کرد. در این بخش حالت های مختلف توربین در گام های متفاوت و تعداد پره های توربین طراحی می شود و از آن خروجی مورد نظر برای ایجاد شبکه بندی میدان حل در مرحله بعد گرفته می شود.

حال در این مرحله برای ایجاد شبکه بندی توربین به نرم افزار مش بندی گمبیت<sup>۳</sup> رفته و توربین ها را با شبکه بندی مناسب مش بندی می کنیم. مهمترین بخش طراحی همین بخش شبکه بندی حل می باشد. برای این کار از روش تابع اندازه<sup>۴</sup> استفاده شد. این روش برای این منظور مورد استفاده قرار می گیرد که از مش بندی بیش از حد جلوگیری شود و قسمت هایی که باید تحلیل شود از تراکم مش بالاتری قرار بگیرد. همچنین میزان تراکم مش بندی باید در یک حد متعادل صورت بگیرد. اگر میزان تراکم بیش از حد زیاد باشد، حجم روند تحلیل و زمان آن بالاتر رفته و شاید دقت آن با زمانی که میزان تراکم مش در حد متوسط است خیلی تغییر نداشته باشد. همچنین اگر میزان تراکم مش بیش از حد کم باشد، روند حل به درستی پیش نرود

---

<sup>۱</sup> Matlab

<sup>۲</sup> Solid Works

<sup>۳</sup> Gambit

<sup>۴</sup> Size Function

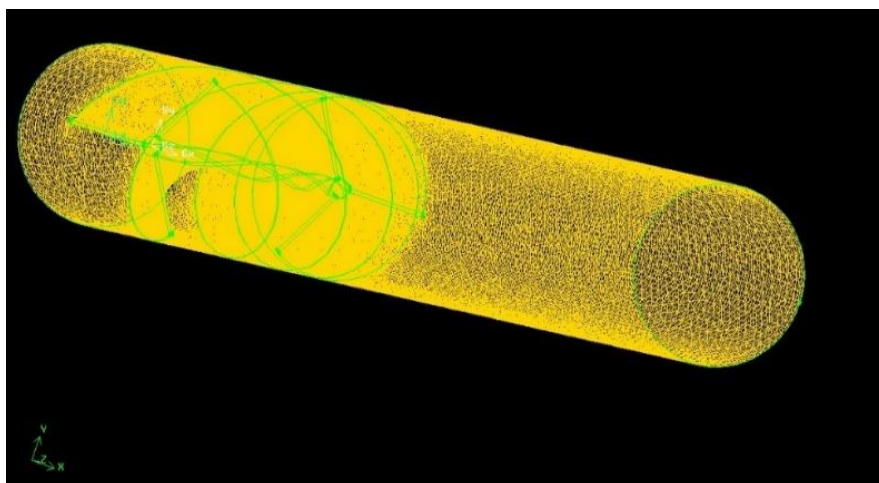
و تحلیل درستی انجام نگیرد. در اینجا سه حالت مش بندی مورد بررسی قرار گرفت که نشان دهنده همین موضوع می باشد.

در اینجا توربین با گام  $1/25$  در سه حالت مش بندی متفاوت مورد بررسی قرار گرفته شد. حالت اول با نرخ رشد مش  $1/1$ ، حالت دوم با نرخ  $1/3$  و حالت سوم با نرخ رشد  $1/4$  می باشد. سپس هر سه توربین مورد بررسی قرار گرفت و با توجه به جدول زیر نشان داده می شود که تحلیل های صورت گرفته مستقل از مش بندی می باشد، و تقریباً هر سه توربین بازده یکسانی دارند. اما با توجه به این که زمان تحلیل توربین با نرخ رشد مش  $1/1$  بسیار زیاد بود و همچنین امکان اینکه توربین با نرخ  $1/4$  خیلی دقیق نباشد، اینطور در نظر گرفته شد که حالت میانی این دو حالت مش بندی، یعنی مش بندی با نرخ رشد  $1/3$  به عنوان مش بندی معیار قرار گیرد.

جدول ۵-۱ مقایسه نرخ رشدهای متفاوت مش بندی توربین با گام  $1/25$

نرخ رشد های متفاوت توربین با گام $1/25$	بازده %
$1/1$	۸۳/۱۳۶۲۲۳۳۷
$1/3$	۸۵/۷۶۷۰۸۸۶۷
$1/4$	۸۲/۹۰۴۱۶۴۹۷

شکل زیر یک نمونه مش بندی توربین سه پره با گام  $1/25$  را نمایش می دهد.



شکل ۵-۱ یک نمونه مش بندی در توربین با گام  $1/25$  سه پره

بعد از ایجاد شبکه بندی میدان حل ، مرحله بعد وارد کردن شرایط مورد نظر مسئله برای حل توربین می باشد. برای تحلیل توربین وارد نرم افزار فلوئنت<sup>۱</sup> شده و شرایط مرزی و حل مسئله را وارد می کنیم. زمان حل مسئله ناپایا می باشد و همچنین برای مدلسازی اغتشاش روش های بسیاری وجود دارد . یکی از این روش ها که در جریانات داخلی و سطح آزاد بهترین جواب را ارائه می دهد روش  $K - \omega$  می باشد. دلیل اینکه از روش  $K - \varepsilon$  استفاده نشد این است که روش  $K - \varepsilon$  برای حل مسائل دورانی و چرخشی خیلی مناسب نمی باشد و روش  $K - \omega$  بهتر عمل می کند.

برای اینکه دوران را در مسئله وارد کنیم چندین راه وجود دارد، از جمله Dynamic Mesh ، Moving Refrence Frame و... ، که در این مسئله روش Moving Refrence Frame مورد استفاده قرار گرفته است. این روش به این صورت می باشد که سیال درون توربین دوران می یابد و حل صورت می گیرد.

برای اینکه صحت تحلیل و بررسی این پروژه مورد تایید قرار گیرد، یکی از حالت های توربین (محاسبه شده)<sup>۲</sup> با یکی از تحلیل های ویلیام کریستوفر<sup>۳</sup> به عنوان معیار مقایسه می شود. برای این کار توربین در حالت با گام  $1/5$  در دبی های  $0.1$  تا  $0.5$  ، با سرعت  $750 \text{ rpm}$  و خروجی آن با خروجی مورد تایید مورد بررسی قرار گرفت و نتیجه مقایسه به صورت زیر شد:

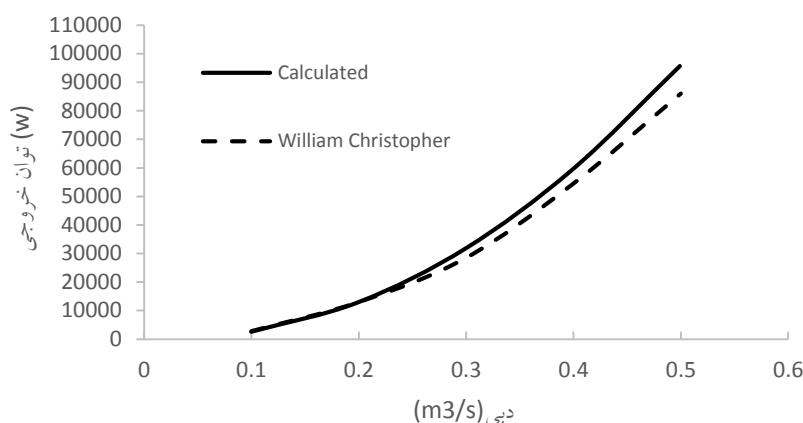
---

<sup>۱</sup> Fluent

<sup>۲</sup> Calculated

<sup>۳</sup> William Christopher





نمودار ۱-۵ مقایسه تحلیل انجام شده و تحلیل پایان نامه ویلیام کریستوفر

همان طور که مشاهده می گردد اختلاف ناچیزی در حدود خطای ۵ الی ۱۰ درصد بین تحلیل صورت گرفته و تحلیل کریستوفر وجود دارد که می توان دلیل آن را باگ نرم افزارهای قفل شکسته دانست.

حال که صحت تحلیل مورد تایید قرار داده شد، روند حل را ادامه داده و پس از تحلیل، خروجی های نرم افزار را بررسی می کنیم.

این پروژه در دو حالت متفاوت انجام پذیرفته است:

- حالت اول مقایسه توربین های با گام های متفاوت ۱، ۱/۵، ۲ و ۲/۵، در حالت های ۲، ۳ و ۴ پره، در سرعت های دورانی متفاوت ۵۰۰، ۷۵۰ و ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و دو حالت ۱/۵ دور و ۲ دور چرخش پره توربین به دور شفت صورت گرفته است.

- حالت دوم زمانی که در حالت اول بهترین سرعت دورانی بدست آمد، توربین های با گام های ۱، ۱/۲۵، ۱/۵، ۱/۷۵، ۲، ۲/۲۵ و ۲/۵، در حالت های ۲، ۳ و ۴ پره مقایسه شده است.

هر کدام از این دو حالت پس از تحلیل به صورت نمودار های متفاوت در بخش نتایج قرار گرفته است که به طور کامل مورد بررسی می گیرند.

## ۵-۲) نتایج

پس از اجرای برنامه ها در نرم افزار فلوئنت، خروجی های لازم برای تحلیل توربین در حالت های مختلف استخراج شد که می تواند در طراحی توربین مؤثر باشد، این خروجی ها در حالت های مختلف زیر قرار گرفته اند:

### ۵-۲-۱) حالت اول

در بخش ۵-۱ اشاره شد که تحلیل در حالت اول، مقایسه توربین های با گام های متفاوت ۱، ۱/۵، ۲ و ۲/۵، در حالت های ۲، ۳ و ۴ پره، در سرعت های دورانی متفاوت ۵۰۰، ۷۵۰ و ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و دو حالت ۱/۵ دور و ۲ دور چرخش پره توربین به دور شفت صورت گرفته است. نتایج حاصل از این تحلیل به صورت نمودارهای متفاوت در زیر آورده شده اند. نمودارها به صورت بی بعد در حالت های سرعت مخصوص بر اساس گشتاور بی بعد، دبی بی بعد، توان خروجی بی بعد و بازده و همچنین دبی بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد و گشتاور بی بعد می باشند. نتایج این حالت از تحلیل را می توان به دو بخش توربین با ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ دور چرخش به دور شفت تقسیم بندی نمود.

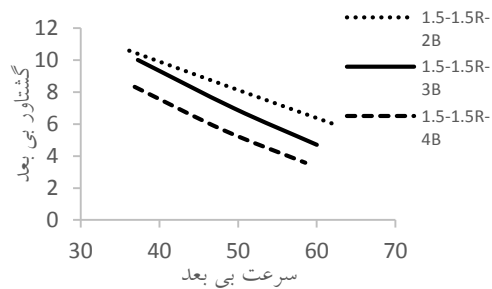
### ۵-۲-۱-۱) بررسی توربین های با ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

پس از تحلیل توربین های با ۱/۵ دور چرخش، در گام ها، تعداد پره ها و سرعت های دورانی متفاوت، نتایج قابل توجهی داشتند که در این بخش به آن پرداخته خواهد شد. توجه داشته باشید، علائمی که در نمودارها آمده اند، نشان دهنده توربین با گام، تعداد چرخش پره به دور شفت و تعداد پره های آن می باشد. به عنوان مثال 1-1.5R-2B، نشان دهنده توربین با گام ۱، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره می باشد.

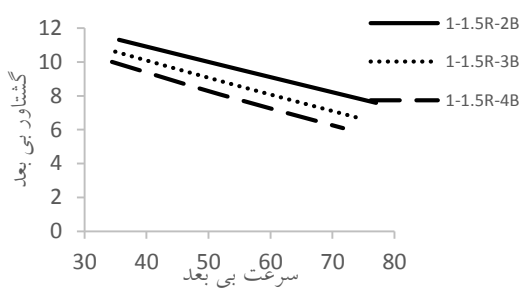
جدول ۵-۲ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای توربین با ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

ردیف	علائم استفاده شده	مفهوم
۱	1-1.5R-2B	گام ۱، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۲	1-1.5R-3B	گام ۱، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۳	1-1.5R-4B	گام ۱، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۴	1.5-1.5R-2B	گام ۱/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۵	1.5-1.5R-3B	گام ۱/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۶	1.5-1.5R-4B	گام ۱/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۷	1-1.5R-2B	گام ۲، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۸	1-1.5R-3B	گام ۲، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۹	1-1.5R-4B	گام ۲، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۱۰	1.5-1.5R-2B	گام ۲/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۱۱	1.5-1.5R-3B	گام ۲/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۱۲	1.5-1.5R-4B	گام ۲/۵، ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره

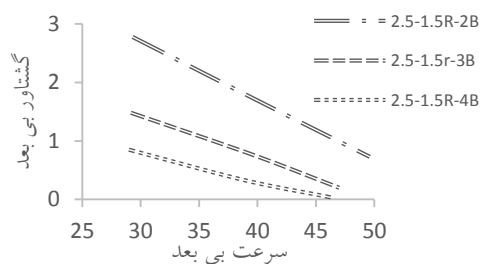
در نمودار ۲-۵ گشتاور توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودارها مشاهده می گردد هرچه سرعت توربین افزایش یابد گشتاور آن کاهش و همچنین هرچه تعداد پره ها و گام توربین افزایش یابد بازهم گشتاور کاهش می یابد.



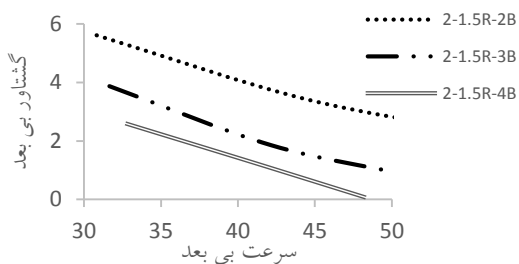
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



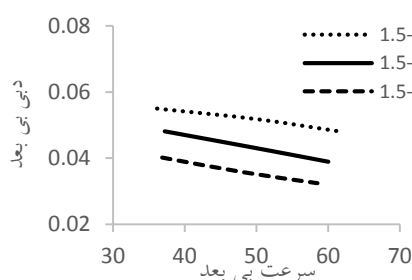
د) گام ۲/۵



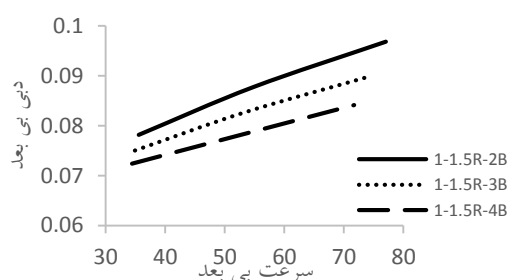
ج) گام ۲

نمودار ۲-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

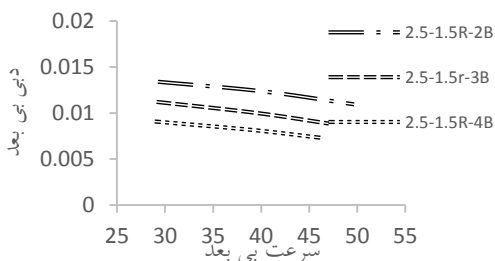
در نمودار ۳-۵ دبی توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، دبی خیلی کم افزایش می یابد. اما در توربین های ۱/۵ تا ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی، به طور خیلی نا محسوس دبی کاهش می یابد، در حدی که می توان آن را ثابت در نظر گرفت. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، دبی کاهش می یابد.



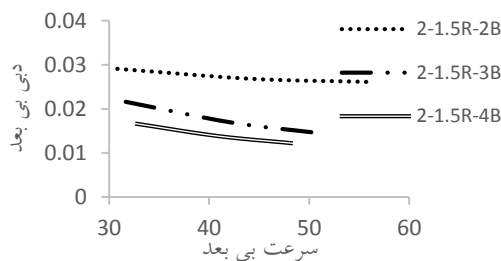
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



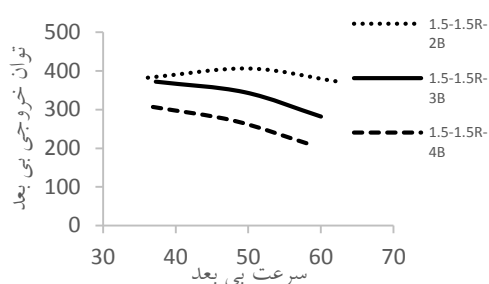
د) گام ۲/۵



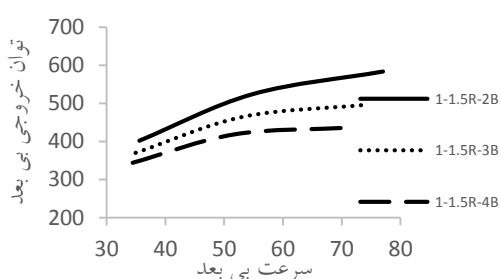
ج) گام ۲

نمودار ۳-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس دبی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

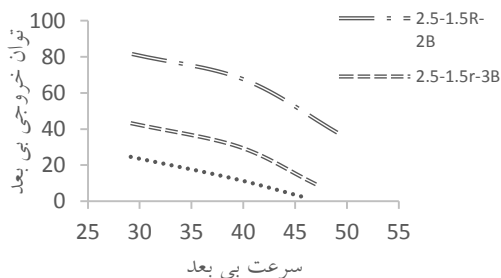
در نمودار ۴-۵ توان خروجی توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می‌گردد در توربین با گام ۱، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، توان خروجی افزایش می‌یابد. اما در توربین های ۱/۵ تا ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی کاهش می‌یابد، در حدی که می‌توان آن را ثابت در نظر گرفت. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می‌یابد.



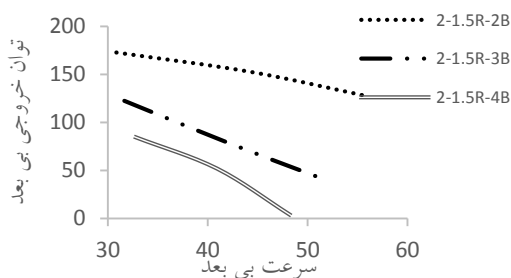
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



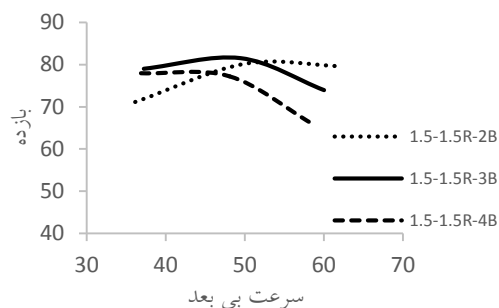
د) گام ۲/۵



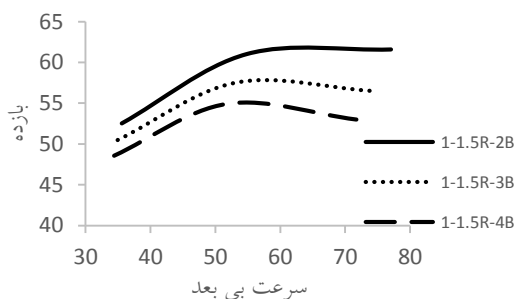
ج) گام ۲

نمودار ۴-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

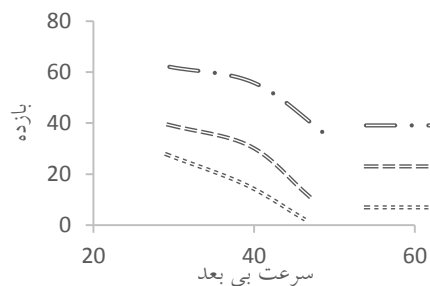
در نمودار ۵-۵ بازده توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و همچنین ۱/۵ دو پره ، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، بازده افزایش می یابد. اما در توربین های ۱/۵ و ۳ و ۴ پره تا ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی بازده کاهش می یابد. در مقایسه افزایش گام و تعداد پره مشاهده می شود که بیشترین بازدهی مربوط به توربین با گام ۱/۵ و ۳ پره در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه می باشد. در کل بازده توربین های با گام ۱/۵ از باقی توربین ها بیشتر می باشد.



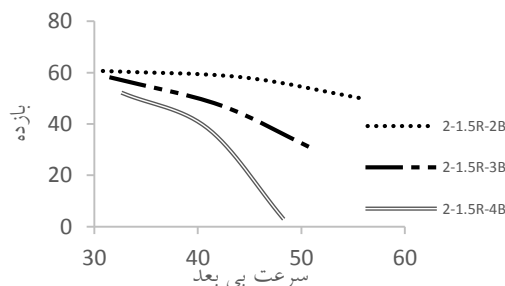
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



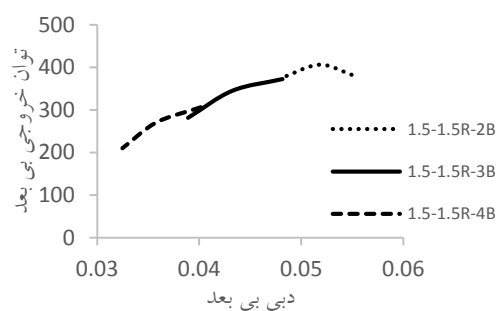
د) گام ۲/۵



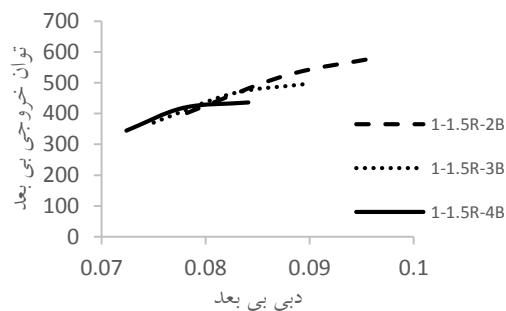
ج) گام ۲

نمودار ۵-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس بازده در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

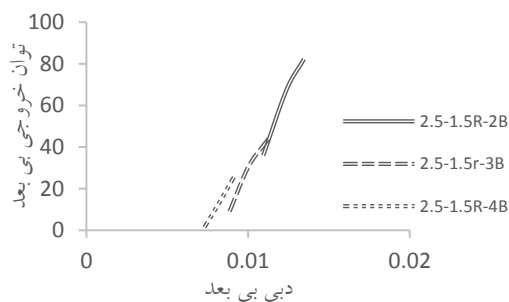
در نمودار ۶-۵ توان خروجی توربین ها بر اساس دبی بی بعد مقایسه شده است. مشاهده می شود که هرچه دبی افزایش یابد توان خروجی آن افزایش می یابد. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می یابد. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و ۲ پره بیشترین توان خروجی را دارد.



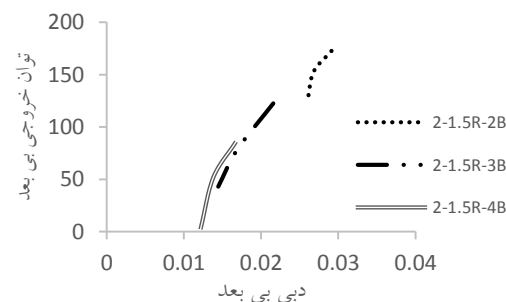
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



د) گام ۲/۵

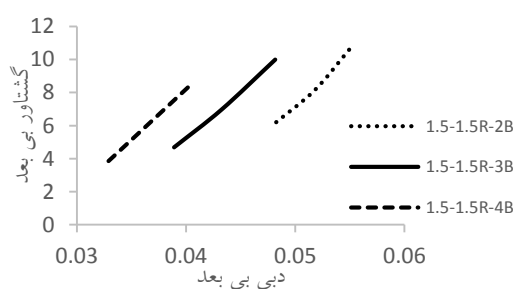


ج) گام ۲

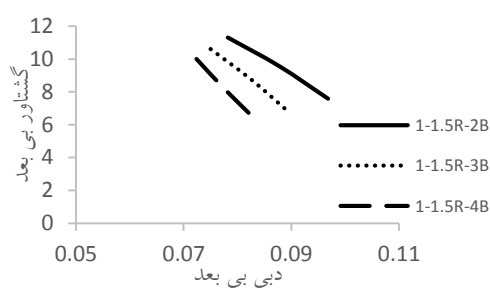
نمودار ۶-۵ نمودارهای دبی بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت



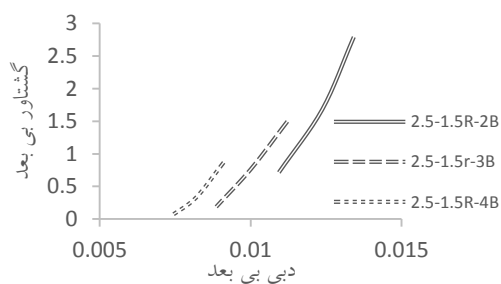
در نمودار ۷-۵ گشتاور توربین ها بر اساس دبی بی بعد مقایسه شده است. مشاهده میشود که هرچه دبی افزایش یابد گشتاور آن افزایش می یابد. اما در توربین با گام ۱ این قضیه برعکس صورت گرفته است، هرچه دبی افزایش یابد گشتاور آن کم می شود. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می یابد. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و ۲ پره بیشترین توان خروجی را دارد.



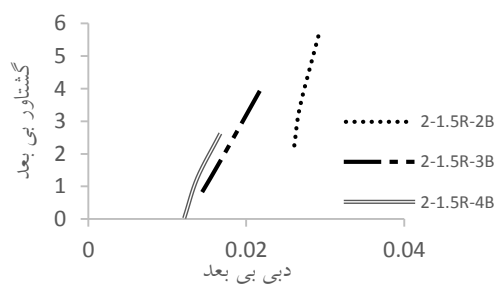
(ب) گام ۱/۵



(الف) گام ۱



(د) گام ۲/۵



(ج) گام ۲

نمودار ۷-۵ نمودارهای دبی بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۱/۵ دور چرخش به دور شفت

## ۵-۲-۱-۲) بررسی توربین های با ۲ دور چرخش به دور شفت

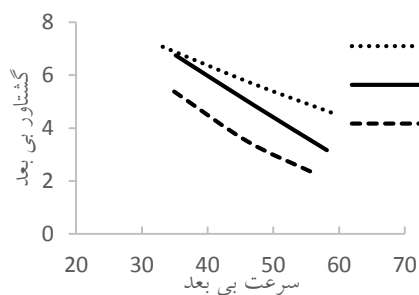
پس از تحلیل توربین های با ۲ دور چرخش در گام ها، تعداد پره ها و سرعت های دورانی متفاوت ، نتایج قابل توجهی داشتند که در این بخش به آن پرداخته خواهد شد.

توجه داشته باشید، در این بخش نیز مانند بخش ۵-۲-۱-۱ علائمی که در نمودارها آمده اند، نشان دهنده توربین با گام ، تعداد چرخش پره به دور شفت و تعداد پره های آن می باشد.

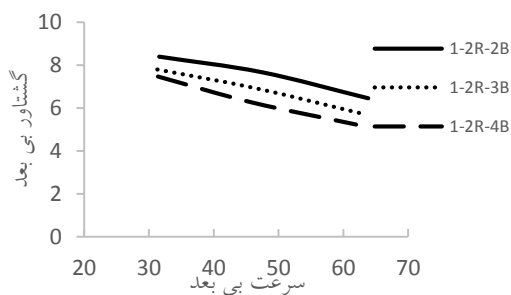
جدول ۵-۳ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای توربین با ۲ دور چرخش به دور شفت

ردیف	علائم استفاده شده	مفهوم
۱	1-1.5R-2B	گام ۱، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۲	1-1.5R-3B	گام ۱، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۳	1-1.5R-4B	گام ۱، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۴	1.5-1.5R-2B	گام ۱/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۵	1.5-1.5R-3B	گام ۱/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۶	1.5-1.5R-4B	گام ۱/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۷	1-1.5R-2B	گام ۲، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۸	1-1.5R-3B	گام ۲، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۹	1-1.5R-4B	گام ۲، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره
۱۰	1.5-1.5R-2B	گام ۲/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۲ پره
۱۱	1.5-1.5R-3B	گام ۲/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۳ پره
۱۲	1.5-1.5R-4B	گام ۲/۵، ۲ دور چرخش به دور شفت و ۴ پره

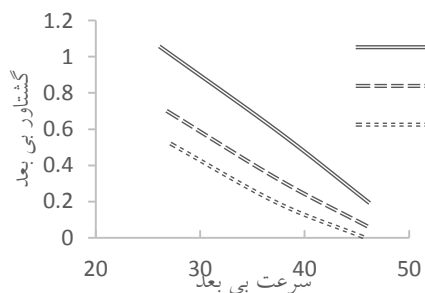
در نمودار ۵-۸ گشتاور توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می شود که همانند توربین با ۱/۵ دور ، هرچه سرعت توربین افزایش یابد گشتاور آن کاهش و همچنین هرچه تعداد پره ها و گام توربین افزایش یابد بازهم گشتاور کاهش می یابد.



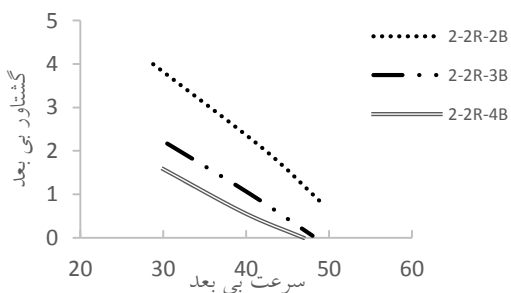
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



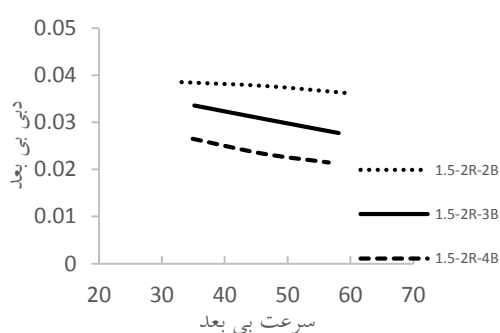
د) گام ۲/۵



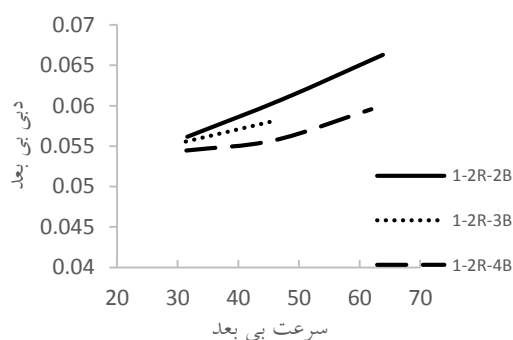
ج) گام ۲

نمودار ۵-۸ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

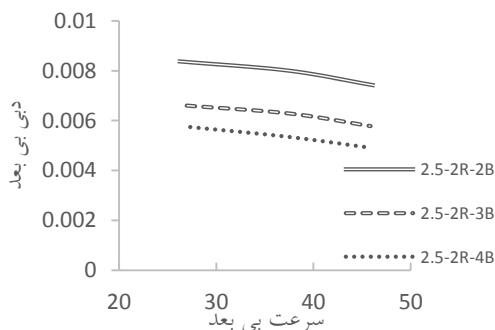
در نمودار ۹-۵ دبی توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می شود در توربین با گام ۱، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، دبی در حدود ۰/۰۱ افزایش می یابد. اما در توربین های ۱/۵ تا ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی، به طور خیلی خیلی نا محسوس دبی کاهش می یابد، در حدی که می توان آن را ثابت در نظر گرفت. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، دبی کاهش می یابد.



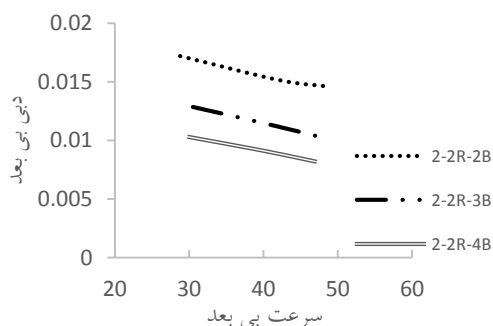
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



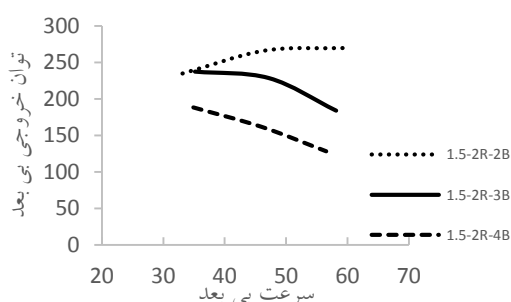
د) گام ۲/۵



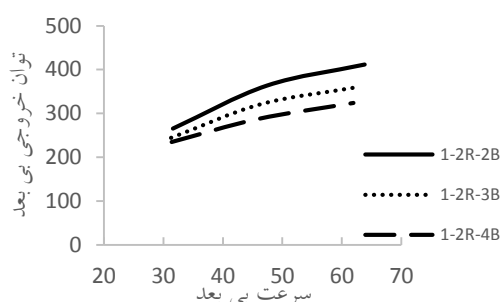
ج) گام ۲

نمودار ۹-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس دبی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

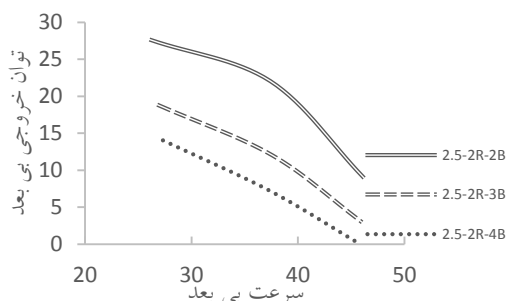
در نمودار ۵-۱۰ توان خروجی توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و توربین با گام ۱/۵ دو پره ، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، توان خروجی افزایش می یابد. اما در توربین های با گام ۱/۵ و ۳/۴ پره تا گام ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی کاهش می یابد، در حدی که می توان آن را ثابت در نظر گرفت. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می یابد.



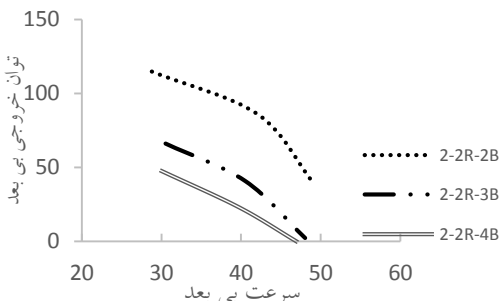
(ب) گام ۱/۵



(الف) گام ۱



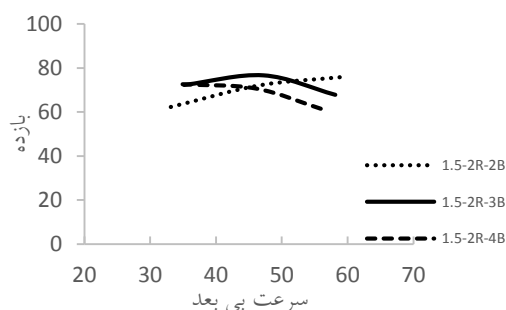
(د) گام ۲/۵



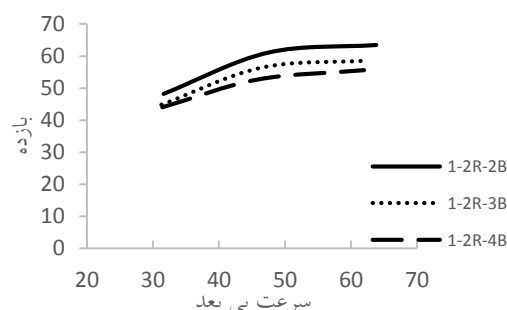
(ج) گام ۲

نمودار ۵-۱۰ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

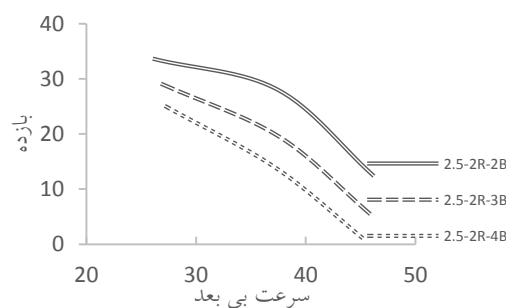
در نمودار ۱۱-۵ بازده توربین ها مقایسه شده است. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و همچنین ۱/۵ دو پره ، هرچه سرعت دورانی افزایش یابد، بازده افزایش می یابد. اما در توربین های ۱/۵ و ۳ و ۴ پره تا ۲/۵ با افزایش سرعت دورانی بازده کاهش می یابد. در مقایسه افزایش گام و تعداد پره مشاهده می شود که بیشترین بازدهی مربوط به توربین با گام ۱/۵ و ۳ پره در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه می باشد. در کل بازده توربین های با گام ۱/۵ از باقی توربین ها بیشتر می باشد.



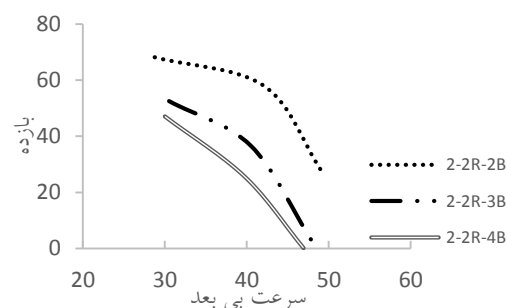
(ب) گام ۱/۵



(الف) گام ۱



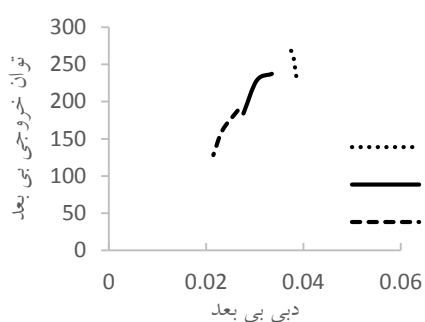
(د) گام ۲/۵



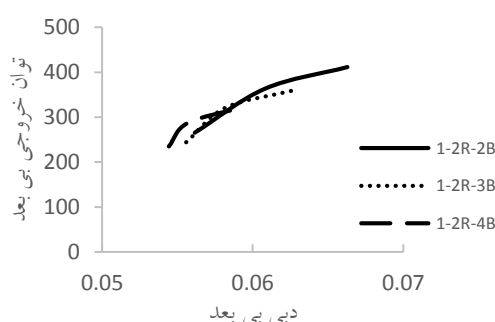
(ج) گام ۲

نمودار ۱۱-۵ نمودارهای سرعت بی بعد بر اساس بازده در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

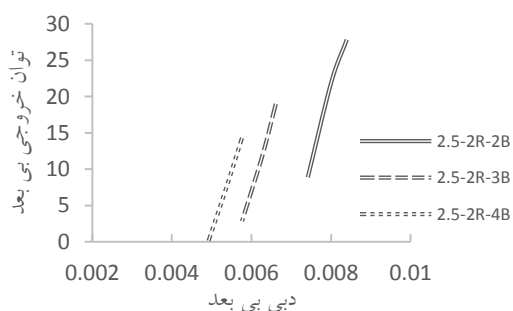
در نمودار ۵-۱۲ توان خروجی توربین ها بر اساس دبی بی بعد مقایسه شده است. مشاهده می شود که هرچه دبی افزایش یابد توان خروجی آن افزایش می یابد. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می یابد. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و ۲ پره بیشترین توان خروجی را دارد.



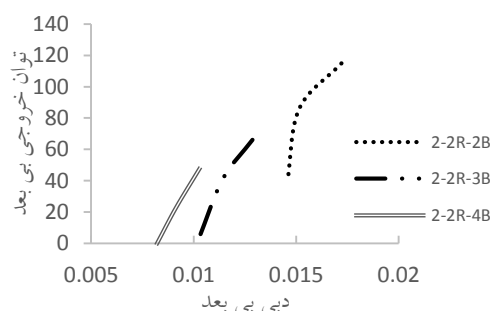
ب) گام ۱/۵



الف) گام ۱



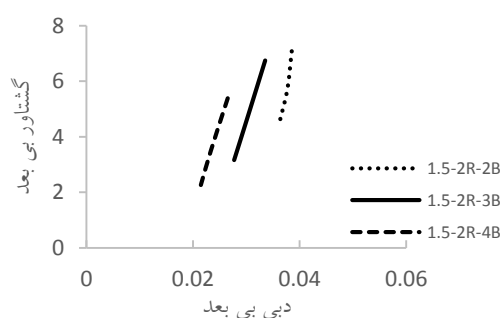
د) گام ۲/۵



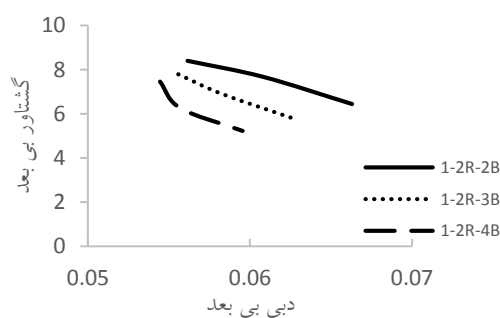
ج) گام ۲

نمودار ۵-۱۲ نمودارهای دبی بی بعد بر اساس توان خروجی بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

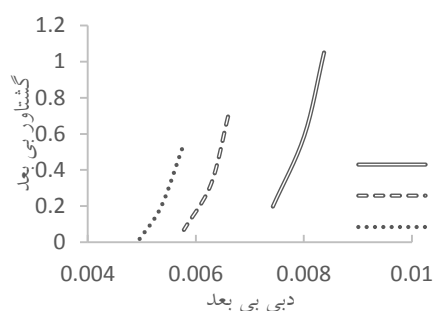
در نمودار ۵-۱۳ گشتاور توربین ها بر اساس دبی بی بعد مقایسه شده است. مشاهده می شود که هرچه دبی افزایش یابد گشتاور آن افزایش می یابد. اما در توربین با گام ۱ این قضیه برعکس صورت گرفته است، هرچه دبی افزایش یابد گشتاور آن کم می شود. در گام ها و تعداد پره های مختلف، با افزایش گام و پره ها، توان خروجی کاهش می یابد. با توجه به نمودار مشاهده می گردد در توربین با گام ۱ و ۲ پره بیشترین توان خروجی را دارد.



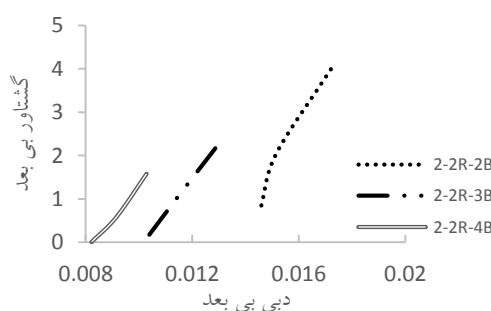
(ب) گام ۱/۵



(الف) گام ۱



(د) گام ۲/۵



(ج) گام ۲

نمودار ۵-۱۳ نمودارهای دبی بی بعد بر اساس گشتاور بی بعد در توربین ۲ دور چرخش به دور شفت

با مقایسه این دو حالت می توان نتیجه گرفت که در توربین های با ۱/۵ دور چرخش به دور شفت و توربین های با گام ۱/۵ بهترین بازدهی نسبت به باقی توربین ها در گام های متفاوت دارد. همچنین میان تعداد پره های توربین با گام ۱/۵ ، توربین ۲ و ۳ پره بازده بالاتری نسبت به توربین های دیگر دارد.



## ۵-۲-۲) حالت دوم

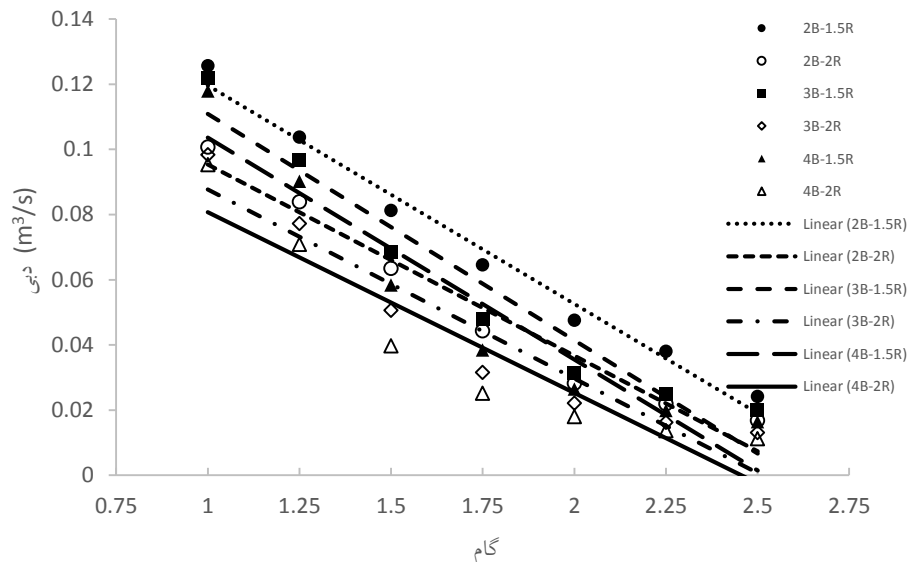
در بخش ۵-۱ اشاره شد که در حالت دوم، مقایسه توربین های با سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه ( که از حالت اول نتیجه گرفته شد ) ، با گام های ۱ ، ۱/۲۵ ، ۱/۵ ، ۱/۷۵ ، ۲ ، ۲/۲۵ و ۲/۵ ، در حالت های ۲، ۳ و ۴ پره و دو حالت ۱/۵ دور و ۲ دور چرخش پره توربین به دور شفت صورت گرفته است. نتایج حاصل از این تحلیل به صورت نمودارهای متفاوت در زیر آورده شده اند. نمودارها در حالت های گام های متفاوت بر اساس دبی ، هد ، توان خروجی و بازده می باشند.

توجه داشته باشید ، در این بخش علائمی که در نمودارها آمده اند، نشان دهنده توربین با تعداد پره و تعداد چرخش پره به دور شفت آن می باشد.

جدول ۵-۴ توضیحاتی درمورد علائم استفاده شده در نمودارهای بخش حالت دوم

ردیف	علائم استفاده شده	مفهوم
۱	2B-1.5R	۲ پره و ۱/۵ دور چرخش به دور شفت توربین
۲	2B-2R	۲ پره و ۲ دور چرخش به دور شفت توربین
۳	3B-1.5R	۳ پره و ۱/۵ دور چرخش به دور شفت توربین
۴	3B-2R	۳ پره و ۲ دور چرخش به دور شفت توربین
۵	4B-1.5R	۴ پره و ۱/۵ دور چرخش به دور شفت توربین
۶	4B-2R	۴ پره و ۲ دور چرخش به دور شفت توربین

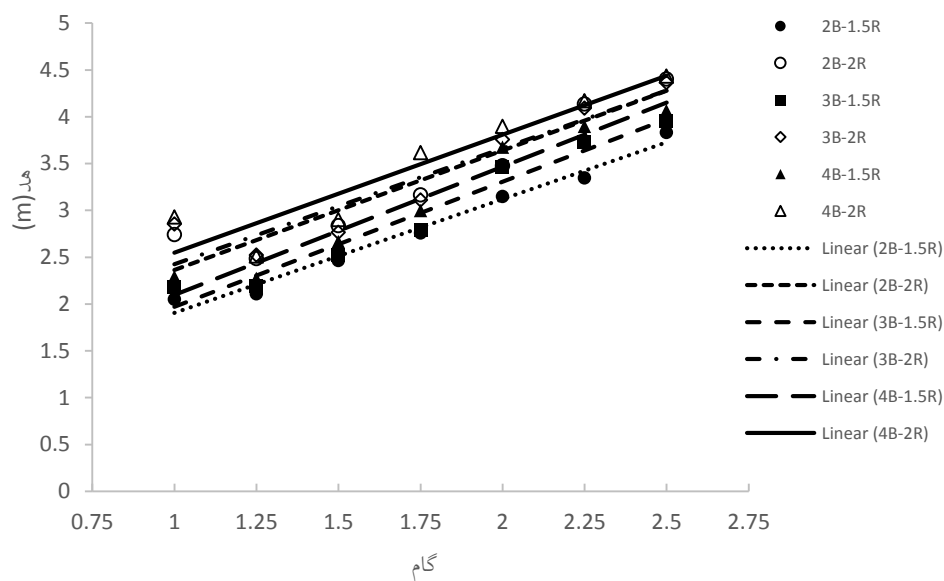
در نمودار ۱۴-۵ نمودار تغییرات دبی را نمایش می دهد. همان طور که مشاهده می شود دبی به صورت خطی با افزایش گام متغیر توربین در حال کاهش می باشد.



نمودار ۱۴-۵ نمودار تغییرات دبی

همان طور که مشاهده می شود به عنوان مثال در گام ۱/۲۵ هر چه تعداد پره ها افزایش یابد ، دبی کاهش می یابد، و این موضوع کاملاً بدیهی می باشد، چون برخورد سیال به پره ها افزایش می یابد و باعث کاهش دبی می شود. همچنین هر چه میزان چرخش پره به دور شفت بیشتر باشد نیز دبی بیشتر کاهش می یابد. به عنوان مثال در این پروژه دو حالت ۱/۵ دور و ۲ دور بررسی شد که مشاهده می شود افت دبی در حالت ۲ دور بیشتر از حالت ۱/۵ دور می باشد. در حالتی که در نمودار بالا نمایش داده شد، مشاهده می شود که در گام های متفاوت و تعداد پره های ثابت، هرچه گام پره توربین افزایش یابد، دبی توربین کاهش می یابد، این کاهش شاید به دلیل این باشد که در ابتدای مسیر میزان برخورد سیال به پره ها افزایش می یابد که باعث کاهش دبی ورودی توربین می گردد.

در نمودار ۱۵-۵ نمودار تغییرات هد را نمایش می دهد. همان طور که مشاهده می شود هد به صورت خطی با افزایش گام متغیر توربین در حال افزایش می باشد.

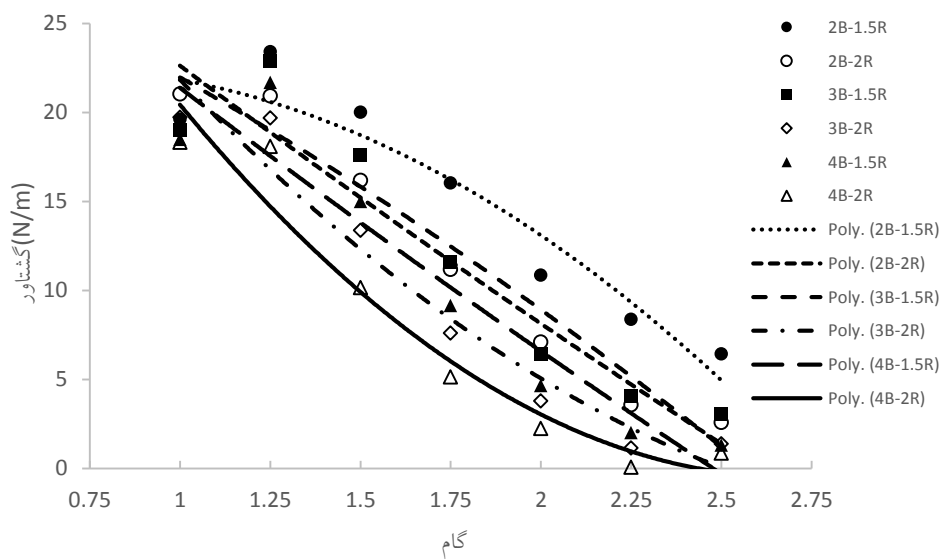


نمودار ۱۵-۵ نمودار تغییرات هد

در نمودار تغییرات هد، مشاهده می شود هرچه تعداد پره ها افزایش یابد، هد توربین بیشتر می شود. هر چه دور پره توربین در طول شفت بیشتر شود، هد نیز افزایش می یابد.

با توجه به نمودار بالا هرچه گام پره توربین افزایش یابد، هد توربین نیز افزایش می یابد. به این دلیل که با افزایش گام پره تراکم سیال در ورودی بیشتر خواهد شد، در نتیجه اختلاف فشار بین ورودی و خروجی توربین بیشتر می شود، در نتیجه باعث افزایش هد توربین می گردد.

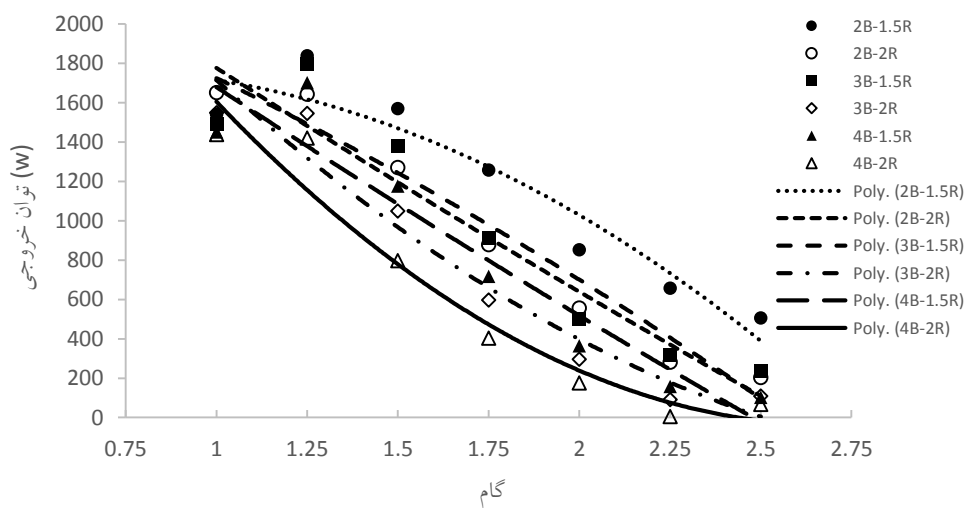
در نمودار ۱۶-۵ نمودار تغییرات گشتاور را نمایش می دهد. همان طور که مشاهده می شود گشتاور با افزایش گام متغیر توربین در حال کاهش می باشد.



نمودار ۵-۱۶ نمودار تغییرات گشتاور

در نمودار تغییرات گشتاور، مشاهده می شود هرچه تعداد پره ها افزایش یابد، گشتاور توربین کم می شود. همچنین هر چه دور پره توربین در طول شفت بیشتر شود، گشتاور نیز کاهش می یابد.

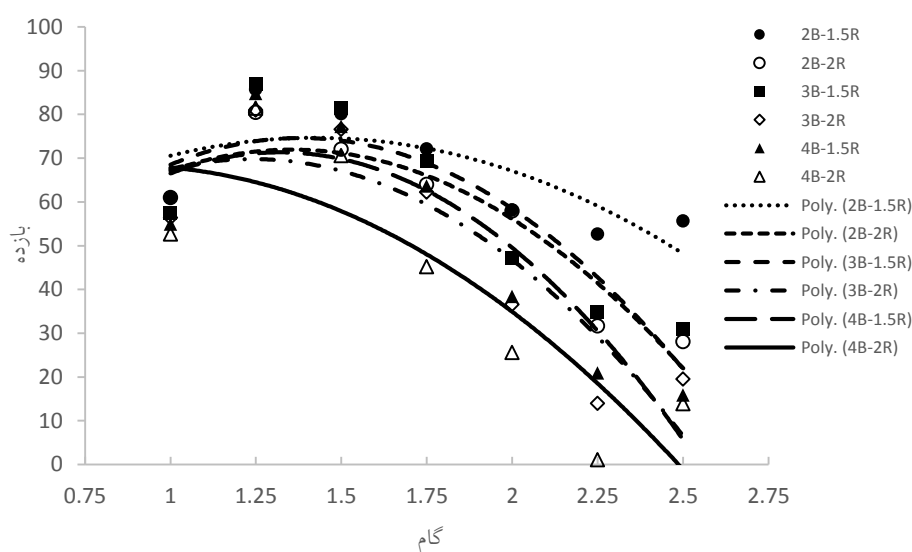
در نمودار ۵-۱۷ نمودار تغییرات توان خروجی را نمایش می دهد. مشاهده می شود که توان خروجی با افزایش گام متغیر توربین در حال کاهش می باشد.



نمودار ۵-۱۷ نمودار تغییرات توان خروجی توربین

در نمودار تغییرات توان خروجی، دیده می شود که هرچه تعداد پره ها افزایش یابد، گشتاور توربین کم می شود. همچنین هر چه دور پره توربین در طول شفت بیشتر شود، توان نیز کاهش می یابد.

در نمودار ۱۸-۵ نمودار تغییرات بازده را نمایش می دهد. مشاهده می گردد که بازده از گام ۱ تا ۱/۲۵ در حال افزایش است و از ۱/۲۵ به بعد روند کاهشی پیدا می کند.



نمودار ۱۸-۵ نمودار تغییرات بازده توربین

در نمودار تغییرات بازده، دیده می شود که هرچه تعداد پره ها افزایش یابد، بازده کم می شود. البته این قضیه در مورد توربین با گام ۱/۲۵ و ۱/۵ مستثنی می باشد. چرا که در این دو توربین تعداد پره ها از دو به سه که تغییر می کند، بازده آن افزایش می یابد و پس از آن یعنی تعداد پره چهار روند کاهشی دارد. در واقع بیشترین بازدهی را در توربین ۳ پره گام ۱/۲۵ و ۱/۵ داریم.

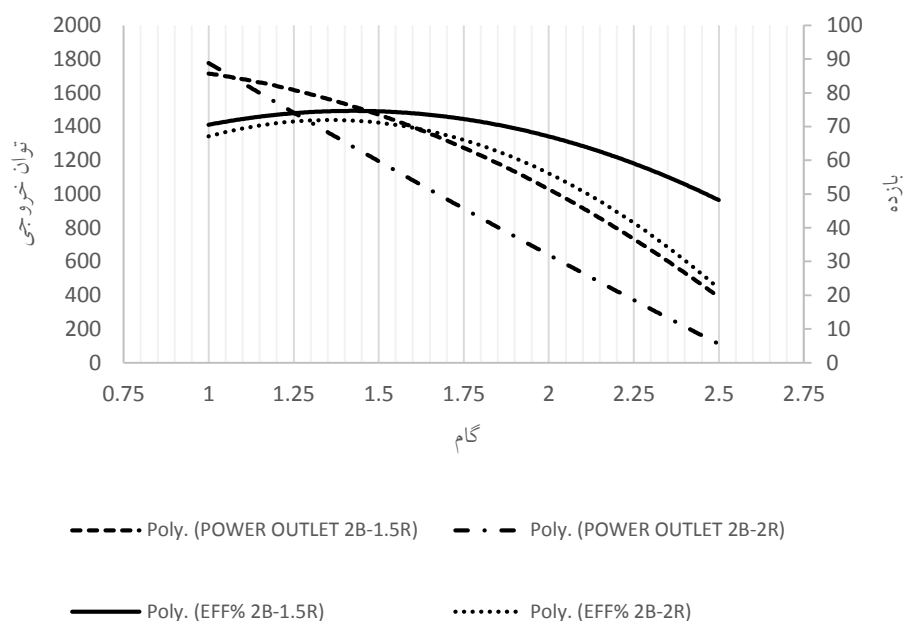
در مورد دور پره توربین در طول شفت، هر چه دور بیشتر شود، بازده نیز کاهش می یابد.

نتایج بررسی انجام شده بین دو توربین هیدروکویل با گام پره ثابت و متغیر، دلیل استفاده از پره های با گام متغیر را در هیدروکویل به وضوح نشان می دهد.

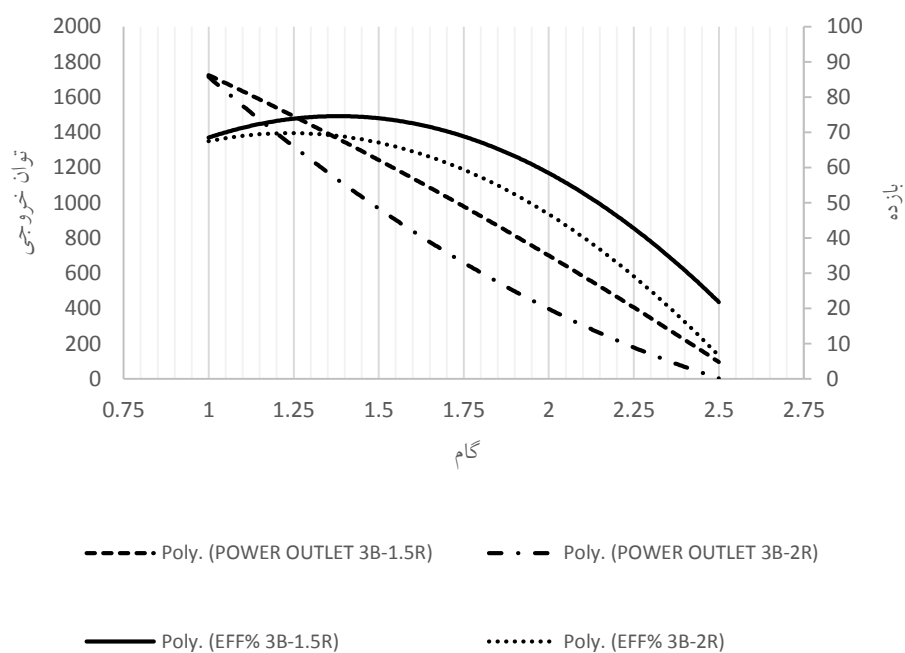
در توربین با گام پره یکسان در دبی و نرخ دوران برابر، تغییر فشار بین پره ورودی و خروجی از توربین با گام متغیر کمتر است. همچنین فشار کلی (مجموع فشار استاتیک و دینامیک) در توربین با گام متغیر به وضوح از توربین با گام یکسان بیشتر است. لذا هد تولیدی توسط توربین با گام متغیر از توربین با گام یکسان بالاتر بوده و توان تولیدی توربین افزایش می یابد.

در توربین با گام متغیر، مقدار چرخش جریان در پایین دست جریان و سرعت جریان در لبه خروجی بالاتر است. در توربین با گام ثابت چرخش پایین دست به وضوح پایین تر است.

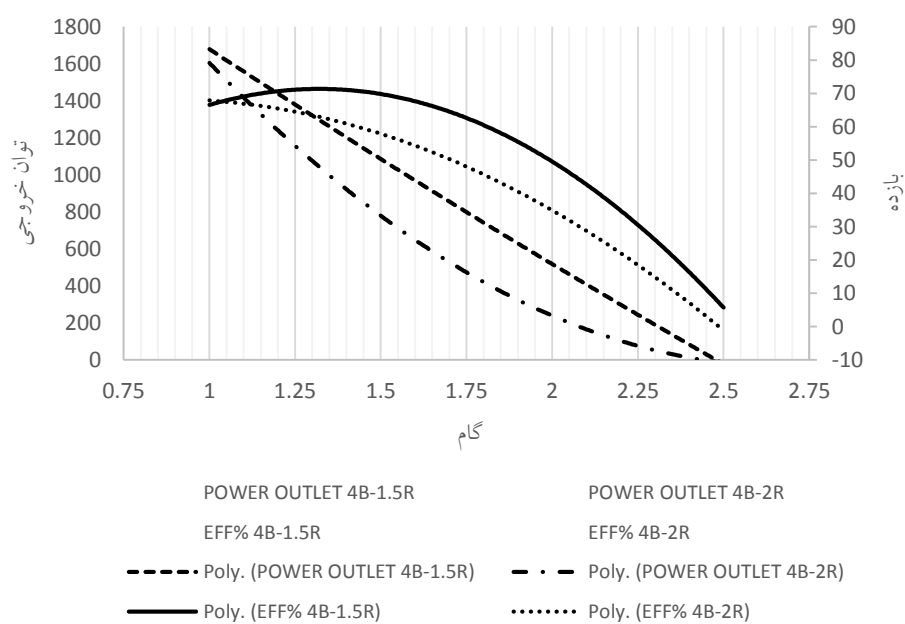
نمودارهای ۱۹-۵، ۲۰-۵ و ۲۱-۵ به ترتیب نمودار تغییرات بازده و توان خروجی بر حسب گام های متفاوت توربین های ۲، ۳ و ۴ پره را نمایش می دهند.



نمودار ۱۹-۵ نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۲ پره



نمودار ۵-۲۰ نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۳ پره



نمودار ۵-۲۱ نمودار تغییرات بازده توربین و توان خروجی برای توربین ۴ پره

رسم این نمودارها به این دلیل است که بهترین گام از طریق نقطه تقاطع نمودارهای قدرت خروجی و بازده پیدا شود، که نتایج این نمودارها به شرح زیر می باشد:

جدول ۵-۵ محدوده بهترین گام برای بهترین عملکرد توربین هیدروکویل در تعداد پره ها و دورهای متفاوت

نمودار	تعداد دور چرخش های پره به دور شفت توربین	بهترین گام
۱۹-۵ توربین های ۲ پره	۱/۵ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۵
	۲ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۲۵
۲۰-۵ توربین های ۳ پره	۱/۵ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۲۵
	۲ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۲۵
۲۱-۵ توربین های ۴ پره	۱/۵ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۲۵
	۲ دور	بین ۱/۲۵ و ۱/۵ ، متمایل به گام ۱/۲۵

### ۵-۳) بحث و نتیجه گیری

در نهایت با توجه به نمودارهای حاصل از تحلیل ها و شبیه سازی های انجام شده، مشاهده می گردد که بهترین گام بدست آمده با توان خروجی مناسب و بازده بالا در گام ۱/۲۵ و ۱/۵ دور چرخش می باشد. همچنین بهترین تعداد ردیف از میان سه حالت در نظر گرفته شده در گام های ۱/۲۵ و ۱/۵ حالت ۳ پره بوده و در باقی حالات، توربین های با پره ۲ ردیفه بالاترین بازده را دارا هستند. حال اگر این دو حالت باهم مقایسه شوند، مشاهده می شود که بالاترین بازده و بهترین عملکرد در توربین با گام ۱/۲۵ ، پره ۳ ردیفه و ۱/۵ دور می باشد، که در این پژوهش با توجه به داده های مورد نظر بدست آمد.

امید است با استفاده از این نتایج و بررسی های دیگری که بر روی این توربین انجام شده است، بتوان یک توربین با بالاترین بازده تولیدکرد و در نیروگاه های کوچک مورد استفاده قرار داد که یکی از سیاست های وزارت نیرو در برنامه های سال ۱۴۰۰ به بعد می باشد، بهره برداری گردد.



## فصل ٦) مراجع

۱. نوربخش، ا.، توربوماشین ها. ۱۳۲۳، تهران: موسسه انتشارات و چاپ دانشگاه تهران.
2. <http://www.3helixpower.com/hydropower/types-of-turbines/>.
3. Riasi, A., Advanced Hydropower plant. Department of Mechanical Engineering, University of Tehran., 2008.
4. Tung, T., Adams, RD, and Baraud C, Small-Hydro Development Opportunities, Constraints and Tecnology Outlook. Proceeding of an IEA Conference on Hydropower, Energy and the Environment, Stockholm, June, 1993. 14-16th.
5. Council), W.W.E., Renewable Energy Sources : Opportunities and Constraints 1990-2020. London, 2001-2002 , analysis.
۶. آمارگزارش اداره کل برق روستایی وزارت جهاد سازندگی همشهری ۲۵ شهریور ۱۳۸۱. شماره ۲۸۴۲.
۷. ترازنامه انرژی، سال ۱۳۸۰.
8. Rorres, C., The Turn of The Screw:Optimal Design of an Archimedes Screw. Jouranl of Hydraulic engineering, Jan 2000: p. 72-80.
9. Stergiopoulou, A. and E. Kalkani, Investigating The Hydrodynamic Behavior of Innovative Archimedean Hydropower Turbines. IJRRAS, November 2013. 17(1).
10. [www.pmw.ch](http://www.pmw.ch) , PFIFFNER: Power station data.
11. Kibel, P. and T. Coe, Archimedean Screw Risk Assessment: Strike and Delay Probabilities. FISHTEK CONSULTING, September 2011. Report RA 1108.
12. Water Power Enterprises Stockport Metropolitan Borough Council, Hydro Feasibility Study, January 2008.
13. Richard J. DeLuca, The First to Open up Untapped Global Micro-Hydro Opportunities. The HydroCoil Turbine, January 17, 2012.
14. Flierl, K., Annotated German translation of Daniel Bernoulli's Hydrodynamics of 1738, Veröffentlichungen des Forschungsinstituts des Deutschen Museums für die Geschichte derNaturwissenschaften und der Technik, Reihe C, Quellentexte und Übersetzungen. 1963. No.1a and 1b.
15. Galilei, G., A cura di Franz Brunetti,Utet, Torino. 1996. Volume I.
16. Gille, B., The Renaissance Engineers. Percu Lund, Humphries and company Ltd,London, 1966.
17. Cardano, G., De subtilitate Libri XXI, Basel,. 1584.
18. Nagel, G., Archimedean screw pump handbook. Prepared for Ritz-Atro Pumpwerksbau GMBH Roding, Nu`rnberg, Germany., 1968.
19. Brada, K., Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke [Hydraulic screw generates electricity from micro hydropower stations]. Maschinenmarkt Würzburg, Mitteilung 14, 1999: p. 52-56.

20. K.V.Alexander, E.P.Giddens, and A.M.Fuller, Axial-flow turbines for low head microhydro systems. Elsevier, 2009. Renewable Energy(34): p. 35-47.
21. Wright, M., Testing of a 60% pitch Archimedes screw turbine. 2012, University of Calgary.
22. Schleicher, W.C., Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydroturbine, Thesis for degree of master of science. 2012, Lehigh University.
23. Hizhar, Y. and B. Yulistianto, Design And Experimental Study of The Influence of The Differences of Pitches And Shaft Slopes to Mechanics Performance of 2-Blades ScrewTurbine Model In Low Head Flow. Thesis for degree of master of science, Gadjah mada university: Jakarta, Indonesia.
24. Raza, A., M. Saleem, and Y. Saleem, Modeling Of Archimedes Turbine For Low Head Hydro Power Plant In Simulink MATLAB. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), July–2013. Vol.2(Issue 7).
25. Nuernbergk, D.M. and C. Rorres, An Analytical Model for the Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation. Journal of Hydraulic Engineering, 120723125453009. doi:10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000661., 2012.
26. Aprilliyanto, A., Indarto, and Prajitno, Design of A Prototype Hydro Coil Turbine Applied as Micro Hydro Solution. ASEAN Journal of Systems Engineering, 2013. 1(2): p. 72-76.
27. Stergiopoulou, A. and V. Stergiopoulou, Greece In The Era of Transition: Archimedean Soft Small Hydropower Development Terra Incognita, in Protection and restoration of the environment XI. 2012.
28. DeLuca, R.J., Tapping into Untapped Resources, Executive Summary. December 21, 2011.
29. Yassi, Y., An experimental study of improvement of a micro hydro turbine performance. . 1999.
30. Anderson, A.D., J. Degroote, and D. Gerrard, Computational Fluid Dynamics: An Introduction. J.F.Wendlt, Eagle river, Springer, 2009. 3<sup>rd</sup> ed.
31. Frunzulica, F. and I.C. Andrey, Special Aspect of Triangulation And Mapped Meshing, Fascicle Mechanic, Tribology, Machine Manufacturing Technology. Baia Mare, 2005.
32. ANSYS Inc User guide. 2009.
33. Gambit Inc User guide. 2007.
34. Olsen, B.S., Thermal Comfort. 1998: Sweden.
35. White, F.M., Viscous Fluid Flow. 2009, Tehran: Omid -e- Enghelab Publication.

36. Iaccarino, G., Predictions of Turbulent Separated flow using flow using Commercial CFD Codes. Journal of Fluids Engineering, 2001. vol.123(no.4): p. 819-828.

## مقالات مستخرج از پایان نامه

سومین کنفرانس بین المللی مهندسی و علوم کاربردی - آلمان - سپتامبر ۲۰۱۶





**QUALITY MANAGEMENT, EDUCATION & TRAINING**



*hereby certifies that*

***Sajad Cheraghian***

*has successfully attendant education/training in*

***3<sup>rd</sup> International Conference on Engineering  
and Applied Sciences***

*September 14, 2016*

*and is hereby awarded this*

***Certificate of Achievement***

*Certificate No# IR16F697659*

*Issued Date: October 08, 2016*





President

# اولین کنفرانس ملی پیشرفت های نوین در حوزه انرژی - موسسه آموزش عالی

انرژی - دی ماه ۱۳۹۴







## **Abstract**

Recently scientists and researchers on energy issues are seeking for new means of reduction in using and dependence on fossil fuels. They are also looking for new energy resources which can replace or at least help reduction of fossil fuel usage throughout the world. Nowadays, fossil fuels, their overall costs and their adverse environmental effects have diverted; minds of those responsible; towards renewable clean means of energy. Hydro electric energy and specially micro Hydro power stations with the low and medium heads not only generate the pure and cheap energy but also can be the permanent energy producer. The first idea of Hydrocoil turbine – which is actually similar to screw turbine – comes from Archimedes screw pump. The Length of screw (runner) of this turbine is 495 millimeter and the radius is 75 mm (tip to tip). The screw operates inside a cylinder case. The screw is of variable pitch and the power output is about 2 KW. Due to the turbine structure and its special design, operation range of heads and flow rates in this turbine is higher than the ordinary screw turbines. Some unique features of Hydrocoil turbine are: low weight, portability, high fraction of power to volume and simple and quick installation process. This research work has applied Simulation of a of Hydrocoil turbine by using Computational Fluid Dynamics (CFD) software.

The design of Hydrocoil turbine as an ideal, low price and long life turbine for the first time in Iran can help the development of non-centralized power generation, as one of the politics of the Iran's ministry of power.

This thesis presents the process and results of numerical investigations and performance analysis on Hydrocoil turbine to establish the effects of variations of pitch and number of blades the overall behavior.

**Keywords:** Hydrocoil Turbine, Variable Pitch, Number of Blades, Review, Performance Analysis, Numerical Investigation





Energy Institute For Higher Education

Faculty Of Engineering

Department Of Mechanical Engineering- Energy Conversion

Thesis For

Degree Of Master Of Science (M.Sc)

Title:

# Review And Performance Analysis of Hydrocoil Turbine by Change in Pitch and Number of Blades

Supervisor:

Yousef Yassi

By:

Sajad Cheraghian

Winter 2016