

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



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

عنوان:

بررسی و کاهش جریان نشتی در توربین هیدروکویل

استاد راهنما:

یوسف یاسی

پژوهشگر:

سبحان اسماعیلی

زمستان ۱۳۹۴

تقدیم به:

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

همواره یآوری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن بوده اند.

تشکر و قدردانی

وظیفه خود می دانم 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 که با تلاش های بی شائبه خود نه تنها در انجام این پایان نامه 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

در سال های گذشته ، پژوهشگران و دانشمندان بخش انرژی در پی آن بوده که بتوانند انرژی پاک در نزدیک ترین فاصله به مصرف کننده تولید کنند. توربین های آبی کوچک با هد پایین و متوسط علاوه بر تولید انرژی پاک و ارزان و سازگار با محیط زیست ، منبع دائمی برای تأمین انرژی می باشد. توربین هیدروکوئل^۱ که ساختاری شبیه توربین اسکرو^۲ دارد، در ابعاد کمتر ۱ متر و حدود ۲۰ کیلوگرم وزن دارد و توانی در حدود ۲ کیلووات می باشد که با می توان چندین لامپ و وسایل برقی را راه اندازی کرد که این نشان دهنده ی توربینی ساده، کوچک و قابل حمل است.

در تمامی توربین های جریان محوری یکی از مهم ترین عوامل کاهش بازده، نشتی مابین پره و پوسته می باشد. محدودیت های طراحی و ساخت ناگزیر به داشتن چنین فاصله ای میان پره و پوسته است . در این مطالعه سعی بر آن است که با بررسی عددی به روش دینامیک سیالات محاسباتی با تغییر فاصله میان پره و پوسته (با ثابت نگه داشتن قطر پوسته بیرونی) حالتی مناسب برای این فاصله بدست آورد و یا روشی برای حذف کامل این این پدیده هستیم، و همچنین این که این میزان نشتی چقدر در راندمان توربین تاثیر دارد یا با نصب موانعی در سر راه جریان بتوان این مقدار نشتی را کم کرد.

واژگان کلیدی: توربین هیدروکوئل، دینامیک سیالات محاسباتی

^۱ Hydrocoil

^۲ Screw Turbine

فهرست مطالب

ا	چکیده.....
ت	فهرست مطالب.....
ج	فهرست جدول.....
خ	فهرست اشکال.....
ذ	فهرست نمودارها.....
ز	فهرست اعلاثم اختصاری.....
۱	فصل اول: مقدمه و کلیات.....
۲	۱-۱ مقدمه.....
۳	۲-۱ انواع توربین.....
۳	۱-۲-۱ (تقسیم بندی انواع توربین آبی.....
۴	۳-۱ میکرو توربین.....
۵	۴-۱ پتانسیل های آبی میکرو در ایران.....
۹	۵-۱ نکات مهم در طراحی میکروتوربین محوری.....
۹	۶-۱ تأمین انرژی در مناطق روستایی.....
۱۱	۷-۱ نیروگاه های آبی خیلی کوچک:.....
۱۱	۱-۷-۱ نیروگاه های آبی خیلی کوچک (MINI HYDRO POWER) منبع مهم انرژی روستایی ..
۱۲	۲-۷-۱ سرمایه گذاری در نیروگاه های برق آبی کوچک.....
۱۳	۳-۷-۱ مزایای نیروگاه های خیلی کوچک آبی.....
۱۴	۴-۷-۱ نیروگاه های کوچک ساخته شده.....
۱۵	۵-۷-۱ اجزای نیروگاه های برق آبی خیلی کوچک.....
۱۶	۶-۷-۱ شمای کلی نیروگاه برق آبی کوچک:.....
۱۶	۷-۷-۱ هزینه های نیروگاه های برق آبی کوچک:.....
۱۷	۸-۷-۱ ارایه دیدگاه های مختلف مربوط به هزینه نیروگاه های برق آبی میکرو.....
۱۹	۹-۷-۱ ارزیابی اقتصادی- اجتماعی نیروگاه های برق آبی کوچک در ایران.....
۲۳	فصل دوم: توربین هیدروکوئل.....
۲۴	۱-۲ توربین ارشمیدس.....
۳۱	فصل سوم: طراحی و تحلیل یک بعدی توربین.....
۳۲	۳-۱ روند طراحی توربین محوری.....
۳۸	۲-۳ تعاریف.....
۳۹	۳-۳ تحلیل یک بعدی توربین هیدروکوئل.....
۴۵	فصل چهارم: پیشینه تحقیق.....

فصل پنجم: روش حل و نرم افزار.....	۵۱
۱-۵) طراحی هندسی	۵۲
۲-۵) شبکه بندی میدان حل.....	۵۴
فصل ششم: نتایج و جمع بندی	۶۳
۱-۶) مقدمه	۶۴
۲-۶) نتایج بدست آمده برای سرعت ثابت ۷۵۰ دور در دقیقه	۶۴
۱-۳-۶) بررسی درز های مختلف در چندین سرعت.....	۶۸
۲-۳-۶) نمودارهای بی بعد	۷۰
۴-۶) نصب موانع نشستی در مکان های مختلف توربین	۷۳
۵-۶) بحث و نتیجه گیری	۷۸
مراجع.....	۷۹

فهرست جدول

- جدول ۱-۱ خلاصه اطلاعات نقاط مستعد استانهای هدف در موضوع پرورش ماهی (سرد آبی)..... ۵
- جدول ۲-۱ برآورد توان الکتریکی قابل استحصال در مزارع پرورش ماهی در ۱۱ استان ایران..... ۶
- جدول ۳-۱ محدوده مناسب برای طراحی میکروتوربین محوری ۹
- جدول ۴-۱ تفاوت میان توربین هیدروکوئل و اسکرو ۲۸
- جدول ۵-۱ درز های مختلف در سرعت 750RPM ۶۵
- جدول ۵-۲ مقدارهای نشتی برای درز های مختلف در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه ۶۷

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ طبقه بندی پتانسیل های مربوط مزارع پرورش ماهی از نظر توان..... ۸
- شکل ۲-۱ پتانسیل های مستعد نیروگاه میکرو در ایران..... ۸
- شکل ۳-۱ پمپ اسکروی اولیه..... ۲۵
- شکل ۴-۱ توربین اسکرو..... ۲۵
- شکل ۵-۱ تصویر شماتیک هیدرو کوئل (سمت راست) و چیدمانی از چندین هیدرو کوئل (سمت چپ)..... ۲۸
- شکل ۱-۲ شماتیکی از رانر..... ۳۵
- شکل ۲-۲ مثلث سرعت..... ۳۶
- شکل ۱-۳ ماشین آگزبورگ..... ۴۶
- شکل ۲-۳ ماشین راملی..... ۴۶
- شکل ۱-۴ مدل سازی پره توربین..... ۵۳
- شکل ۲-۴ مدل سازی اولیه توربین..... ۵۴
- شکل ۳-۴ مش بندی توربین..... ۵۵
- شکل ۱-۵ نقشه توربین..... ۶۴

فهرست نمودارها

نمودار (۱-۱): بازه عملکردی توربینهای آبی	۲۶
نمودار (۲-۱) بازده توربینهای آبی بر حسب درصد بیشترین دبی عبوری	۲۶
نمودار ۱-۵ گشتاور بر حسب درز برای سرعت ثابت	۶۵
نمودار ۲-۵ بازده بر حسب درز برای سرعت ثابت	۶۶
نمودار ۳-۵ توان خروجی بر حسب درز برای سرعت ثابت	۶۶
نمودار ۴-۵ مقادیر نشتی برای درزهای مختلف در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه	۶۷
نمودار ۵-۴ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت بودن درز	۶۸
نمودار ۵-۵ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۲٪	۶۸
نمودار ۵-۶ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۶٪	۶۹
نمودار ۵-۷ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۱۰٪	۶۹
نمودار ۵-۸ نمودار گشتاور بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز	۷۰
نمودار ۵-۹ نمودار دبی بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز	۷۱
نمودار ۵-۱۰ نمودار بازده بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز	۷۱
نمودار ۵-۱۱ نمودار توان خروجی بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز	۷۲
نمودار ۵-۱۲ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین	۷۳
نمودار ۵-۱۳ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر که ۱ سانتی متر از انتهای توربین بیرون	
است	۷۴
نمودار ۵-۱۴ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۴ سانتی متر که ۲ سانتی متر از انتهای توربین بیرون	
است	۷۴
نمودار ۵-۱۵ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین	۷۵
نمودار ۵-۱۶ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در وسط توربین	۷۵

نمودار ۵-۱۵ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین ۷۶

نمودار ۵-۱۶ نمودار گشتاور برای مانع نشتی ۷۶

نمودار ۵-۱۷ نمودار بازده برای مانع نشتی ۷۷

نمودار ۵-۱۸ نمودار توان خروجی برای مانع نشتی ۷۷

فهرست علائم اختصاری

η_t	بازده هیدرولیکی توربین	$Area$	سطح مقطع
P_r	توان خروجی	V_a	سرعت محوری
P_i	توان پیشینه	r_t	شعاع نوک پره
ρ	چگالی سیال	r_h	شعاع توپی
g	نیروی گرانش زمین	V_c	سرعت محیطی
Q	دبی حجمی	β	زاویه پره
H	هد	β_1	زاویه مورد نیاز نسبت به صفحه پروانه
T_r	گشتاور	β_2	زاویه انتهایی پره
ω	سرعت دورانی توربین (rad/s)	δ	زاویه انحراف
$\Delta P_{static+dynamic}$	اختلاف فشار کل	ψ	زاویه نصب پره
N_s	سرعت مخصوص	α_1	زاویه سیال در ورودی
N	سرعت دورانی توربین (RPM)	α'_1	زاویه پره در ورودی
\dot{m}	دبی جرمی	i	زاویه حمله
P_d	توان اندازه گیری شده توسط دینامومتر	α_2	زاویه سیال در خروجی
η_m	راندمان ترکیبی یاتاقان، شفت، آب بند و انتقال	α'_2	زاویه پره در خروجی
V	سرعت	$V_{abs} = C$	سرعت مطلق المان سیال

π	عدد پی (۳/۱۴۱۵۹)	\vec{U}	سرعت محیطی
$\dot{Q} = dQ/dt$	نرخ حرارت ورودی به ماشین	k	ثابتی برای جریان آزاد
$\dot{W} = dW/dt$	نرخ کار خروجی	$V_{rel} = \vec{W}$	سرعت نسبی
$\dot{Q}/\dot{m} = dQ/dm$	نرخ حرارت ورودی به ماشین بر واحد جرم سیال عبوری	M''	گشتاور بین چرخ و سیال
$\dot{W}/\dot{m} = dW/dm$	کار مکانیکی خروجی بر واحد جرم سیال عبوری	P''	قدرت بین چرخ و سیال
γ	وزن مخصوص	\dot{m}''	واحد جرم سیال عبوری
H''	قدرت بر واحد وزن سیال عبوری	E''	قدرت بر واحد جرم سیال عبوری
h_L	افت ارتفاع	h_L/g	اتلاف انرژی
τ	تلفات هیدرولیکی	h_0	آنتالپی سکون
$\nabla \cdot \rho \vec{V}_r$	شتاب کوریولیس	\vec{V}_r	بردار سرعت نسبی سیال
\vec{F}	هر گونه نیروی وزنی خارجی وارد بر سیال	P	فشار
t	زمان	$\bar{\tau}_r$	تانسور تنش برشی
U	سرعت بیشینه جریان	\bar{u}	سرعت میانگین جریان
R	شعاع محفظه بیرونی	r	شعاع محلی
Re_U	رینولدز بر اساس سرعت بیشینه و قطر هیدرولیکی	n	ثابت پارامتریک
u^*	سرعت اصطکاکی	u_p	سرعت میانگین سیال
E	ثابت تجربی انرژی	τ_w	تنش برشی در دیواره

فصل اول

مقدمه و کلیات

(۱-۱) مقدمه

تولید انرژی از دیرباز از بزرگترین چالش های پیش روی جوامع بشری بوده است. به مرور زمان روش های تولید انرژی دچار دگرگونی عظیمی شده است. روش های مختلف تولید انرژی را می توان در چندین دسته طبقه بندی کرد. استفاده از احشام، آسیاب های آبی و بادی، آتش، ذغال سنگ و بخار، سوخت های فسیلی، انرژی های نو مانند انرژی خورشیدی، بادی، آبی و ... گونه های مختلف تولید انرژی از دیرباز بوده است.

در دنیای امروز با توجه به نوع مصرف انرژی که به صورت الکتریسته بوده باید بتوان این انرژی موجود را به انرژی الکتریسته تبدیل نمود. بهترین روش برای تولید انرژی الکتریسته استفاده از توربین می باشد.

واژه ی توربین برای اولین بار به وسیله کلود بوردین^۱ (۱۷۹۰-۱۸۷۳) در سال ۱۸۲۸ به وجود آمد که از لغت یونانی به معنی چرخنده یا سرگردان مشتق شده است. توربین موتوری چرخنده است که می تواند از یک سیال انرژی به دست آورد (1).

توربین دستگاه مکانیکی دواری است که انرژی موجود در حرکت سیال را به کار تبدیل می کند. توربین ها یکی از انواع توربو ماشین ها می باشند که حداقل یک بخش دوار را دارا هستند که به آن روتور می گویند. زمانی که سیال با سرعت مشخص به توربین برخورد می کند پره های آن به حرکت در می آیند. این پره ها در زمان حرکت دارای انرژی مکانیکی هستند، پس می توان با تبدیل این انرژی به انرژی الکتریکی تولید برق کرد. توربین نمونه پیشرفته یک آسیاب آبی یا بادی است.

ساده ترین توربین ها یک بخش چرخنده و تعدادی پره دارند که به بخش اصلی متصل شده است سیال به پره ها برخورد می کند و بدین ترتیب از انرژی ناشی از متحرک بودن آن استفاده می کند به عنوان اولین توربین ها می توان آسیاب بادی و چرخاب را نام برد (1).

^۱ Claude Burdin

۱-۲) انواع توربین

توربین‌های بخار: برای تولید برق در نیروگاه‌های حرارتی که از ذغال سنگ، نفت و انرژی هسته‌ای استفاده می‌کنند به کار برده می‌شوند روزی از آنها برای هدایت وسایل نقلیه مانند کشتی استفاده می‌شد.

- توربین‌های گازی: این توربین‌ها معمولاً دارای یک ورودی، فن، کمپرسور، محفظه متراکم کننده و یک نازل است (1).
- توربین‌های آبی: توربین‌های آبی چرخ‌هایی هستند که انرژی جنبشی حاصل از جریان آب یا انرژی پتانسیل ناشی از اختلاف تراز آب را تبدیل به حرکت دورانی می‌کنند. این توربین‌ها طیف وسیعی دارند: از ساده‌تری چرخ‌های آسیاب تا بزرگ‌ترین و پیچیده‌ترین توربین‌هایی که در نیروگاه‌های آبی کاربرد دارند.
- توربین بادی: توربینی است که برای تبدیل انرژی جنبشی باد به انرژی مکانیکی به کار می‌رود (۱).

۱-۲-۱) تقسیم بندی انواع توربین آبی

۱. طبقه بندی براساس نوع جریان آب (۲)

- الف) توربین‌های جریان محوری (جریان آب در طول محور) مانند توربین کاپلان
- ب) توربین‌های جریان شعاعی (جریان آب در امتداد شعاع) مانند توربین فرانسیس
- پ) توربین‌های جریان مماسی (جریان آب در جهت مماس) مانند توربین پلتون
- ت) توربین‌های ترکیبی ورودی شعاعی - خروجی محوری مانند توربین فرانسیس

۲. طبقه بندی براساس عمل سیال (۲)

(الف) توربین های ضربه ای به صورت پلتون ساخته می شوند وقتی انرژی حاصل از فشار آب در وهله اول به انرژی جنبشی تبدیل شده و سپس آب در فشار اتمسفری پره های توربین را می چرخاند.

(ب) توربین های واکنشی به صورت کاپلان ، فرانسیس ساخته می شوند. در این حالت قبل از آن که آب به پره ها برخورد کند در اثر نیروی واکنشی تنها قسمتی از انرژی آب به انرژی مکانیکی و الکتریکی تبدیل می شود.

۳-۱) میکروتوربین

امروزه پاک بودن و تجدید پذیری دو موضوع مهم در حوزه تولید انرژی است و آب هر دو خصوصیت را داراست. یک نیروگاه برق آبی می تواند شکل های مختلفی داشته باشد : استفاده از تانک (مخزن) آب ، استفاده از شبکه های هدایت کننده جریان از رودخانه و یا استفاده از پمپ با مخازن بالادست و پایین دست. بیشترین استدلال برای عدم استفاده از نیروی آب ، مربوط به اثرات زیست محیطی و تخریب جلوه طبیعت است . همچنین نیروگاه های بزرگ آبی که بیش از 30 مگاوات برق تولید می کنند نیاز به سرمایه گذاری عظیمی دارند. برای پاسخ به این اثرات منفی می توان از میکروتوربین های آبی استفاده کرد. این میکروتوربین ها مقیاس کوچکتر توربین های بزرگ هستند با این تفاوت که به محیط زیست آسیب نمی رسانند زیرا برای راه اندازی آنها نیازی به مخزن و یا انحراف مسیر رودخانه نیست (3).

مزایای میکروتوربین ها

اگرچه میکروتوربین ها از نظر ظرفیت تولید توان قابل مقایسه با نیروگاه های بزرگ آبی نیستند ولی دارای مزیت های زیر هستند:

- طراحی نسبتا ساده، وزن کم، اندازه کوچک
- امکان تولید انبوه

- هزینه ی تولید و هزینه ی نهایی کمتر در نتیجه ی موارد 1 و 2
- نصب ساده و آسان، بدون نیاز به سازه های سنگین مانند سد، ژنراتورهای عظیم
- تعمیرات و نگه داری آسان و ارزان
- امکان استفاده در فعالیتهای کشاورزی بخصوص در کانالهای آبیاری
- استفاده در تمام موقعیت ها؛ حتی در شرایط هد کم و جریان پایین. مانند مناطق روستایی که با شبکه توزیع برق فاصله زیادی دارند. (۳)

۴-۱) پتانسیل های آبی میکرو در ایران

طبق اطلاعات ارائه شده از طرف شرکت توسعه منابع آب و نیروی ایران ، از جمله مهمترین پتانسیل های مستعد برای نصب نیروگاه آبی میکرو با توربین محوری می توان مزارع پرورش ماهی در حاشیه رودخانه ها را نام برد .چراکه معمولاً مزارع پرورش ماهی به دلیل همجواری با رودخانه ها دارای هد کم و دبی قابل توجهی هستند و از این رو در محدوده کارکرد توربین های محوری قرار دارند .با توجه به این مطب، اطلاعات نقاط بررسی شده در برخی استانهای کشور را در جدول ذیل قابل مشاهده است.(۴)

جدول ۱-۱ خلاصه اطلاعات نقاط مستعد استانه‌های هدف در موضوع پرورش ماهی (سر آبی) (۴)

نام استان	تعداد مزارع مستعد	تعداد مزارع پایش شده
آذربایجان شرقی	۱۳	۱۳
آذربایجان غربی	۱۸	۱۸
سمنان	۸	----
گیلان	۱۱	۱۰
مازنداران	۴	۳
لرستان	۱۵	۱۵
چهارمحال و بختیاری	۱۲۴	۱۲۴
البرز	۳	۳
خوزستان	۴	۳
کردستان	۱۲	۱۲
کرمانشاه	۱۳	۱۳
مجموع	۲۲۵	۲۱۴

بررسی های انجام شده نشان می دهد که به طور کلی تعداد زیادی از مزارع پرورش ماهی (سردآبی) درایران از منبع رودخانه و چشمه ،آب دریافت می کنند و امکان نصب چنین توربین هایی را دارند .با توجه به پتانسیل های موجود ، حداکثر برق مصرفی در این گونه واحدها بین ۲۵ کیلووات تا ۳۰ کیلووات توسط ادارات شیلات استان ها برآورد شده است .

بررسی ها نشان می دهد، عمده برق مصرفی در پمپ های هواده حداقل ۱/۵ کیلووات به ازاء هر واحد است .هوادهی در اینگونه استخرها پارامتر موثری است، چراکه با هوادهی مناسب می توان تولید را در هر واحد به میزان قابل توجهی افزایش داد .همچنین بحث روشنایی در شب نیز از جمله عوامل موثر در افزایش تولید است.(۴)

می توان برآورد توان الکتریکی قابل استحصال از مزارع پرورش ماهی پایش شده در جدول ۱-۲ را مشاهده نمود .با توجه به این جدول می توان نتیجه گرفت که ظرفیتی در حدود ۲/۵ مگاوات در مزارع پرورش ماهی پایش شده در کشور وجود دارد که در بین استان ها، چهارمحال و بختیاری دارای سهم بسیار قابل توجهی است .

جدول ۲-۱ برآورد توان الکتریکی قابل استحصال در مزارع پرورش ماهی در ۱۱ استان ایران (۴)

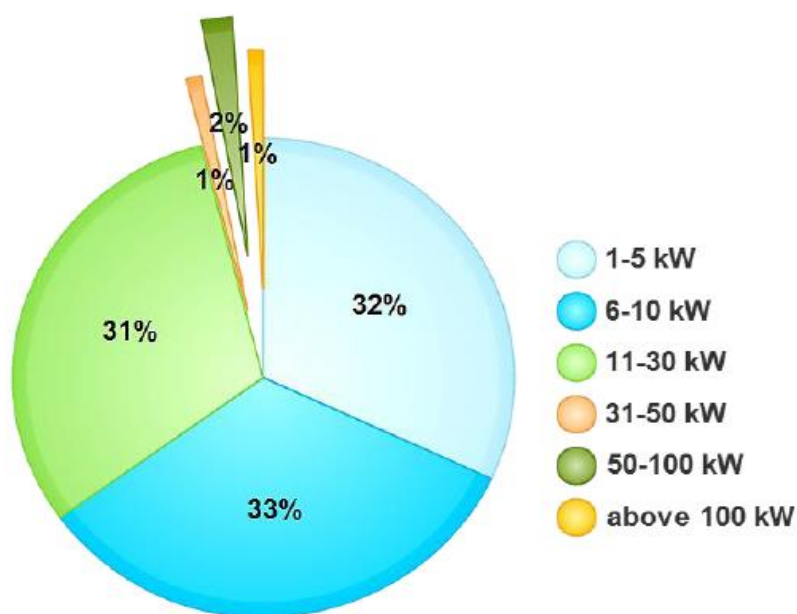
نام استان	ظرفیت توان الکتریکی تولیدی (کیلو وات)
آذربایجان شرقی	۳۵۳
آذربایجان غربی	۶۱
سمنان	---
گیلان	۳۸
مازنداران	۲۶۰
لرستان	۵۳
چهارمحال و بخیاری	۱۰۹۴
البرز	۱۶
خوزستان	۱۵۷
کردستان	۲۴۳
کرمانشاه	۲۳۰
مجموع	۲۴۹۶

همچنین اگر پتانسیل های پایش شده از نظر توان مورد بررسی قرار گیرد مطابق

شکل (۱-۱). می توان گفت به طور تقریبی سهم سه بازه توانی ۱ تا ۵ ، ۶ تا ۱۰ و ۱۱ تا

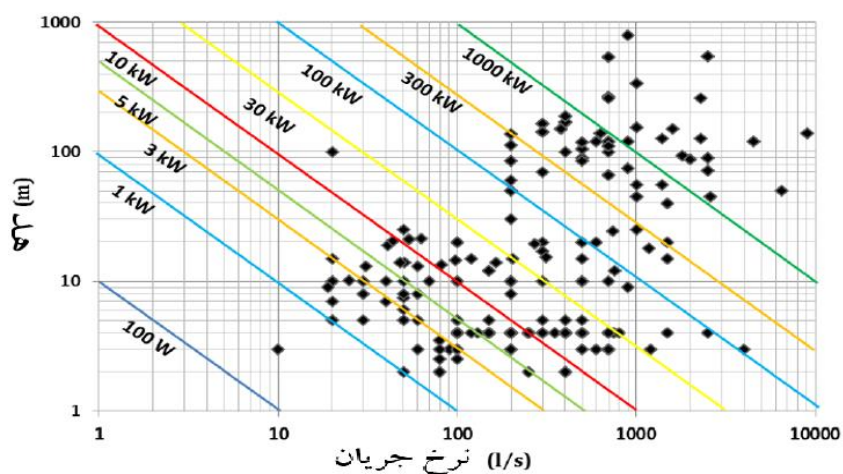
۳۰ کیلووات برابر است . همچنین ، در کل می توان گفت بیش از ۹۶ درصد از پتانسیل

های پایش شده دارای توان قابل استحصال زیر ۳۰ کیلووات هستند.



شکل ۱-۱ طبقه بندی پتانسیل های مربوط مزارع پرورش ماهی از نظر توان (۴)

برای بررسی محدوده هد و دبی پتانسیل های موجود در کشور می توان به شکل (۲-۱) رجوع کرد. این شکل کل پتانسیل های بررسی شده در کشور را نشان می دهد. از این رو می توان محدوده هد و دبی پتانسیل های مربوط به میکروتوربین محوری را مورد بررسی قرار داد.



شکل ۲-۱ پتانسیل های مستعد نیروگاه میکرو در ایران (۴)

با توجه به پتانسیل های پایش شده می توان محدوده مناسب برای طراحی میکروتوربین محوری را مطابق جدول (۳-۱) در نظر گرفت .

جدول ۳-۱ محدوده مناسب برای طراحی میکروتوربین محوری (۴)

توان (کیلو وات)	دبی (لیتر بر ثانیه)	هد (متر)
تا ۱/۳۳	۱۰۰ تا ۲۰۰	۳ تا ۶

۵-۱) نکات مهم در طراحی میکروتوربین محوری

- طرح کلی هر میکروتوربین باید ساده بوده و تا جایی که ممکن است از هر نوع پیچیدگی مکانیکی به دور باشد.
- میکروتوربین ها باید به گونه ای طراحی شوند که در عین حفظ کیفیت، قیمت تمام شده آن ها حداقل باشد.
- قابلیت نصب و جابجایی آسان و وزن مناسب باید در طراحی مد نظر باشد.
- با توجه به محل نصب این میکروتوربین ها که اکثراً در مناطق صعبالعبور و روستایی است، تعمیرپذیری آسان و عدم استفاده از قطعات خاص باید از ویژگی های طرح باشد. (۵)

۶-۱) تأمین انرژی در مناطق روستایی

پیش نیاز اصلی توسعه اجتماعی اقتصادی در یک منطقه، بدست آوردن انرژی ارزان و قابل اعتماد است. براساس آمار منتشره در ایالات متحده آمریکا، ظرفیت کل اسمی برق رسانی به ۱/۷ میلیارد ساکنین مناطق روستایی به گونه ای که نیازهای اساسی آن ها برآورده شود (بدون در نظر گرفتن برق، صنعت و کشاورزی) برابر با ۸۵ گیگاوات (GW) است. در هر حال با توجه به محدودیت هایی که در منابع انرژی متداول و معمول و کمبود سرمایه و تجربه و غیره وجود دارد، هر سال فقط به ۲ یا ۳ میلیون نفر از روستاییان جهان می توان برق رسانی کرد. بنابراین فقدان برق به یکی از عوامل مهم محدود کننده روستاها و حتی توسعه اقتصاد ملی یک کشور تبدیل می شود. توسعه انرژی تجاری در قلب

اقدامات برق‌رسانی به روستاها قرار دارد. مناطق وسیع روستایی بنا به علل تاریخی، به طور کامل از اقتصاد ملی منفک گردیده‌اند. (۶)

مصرف انرژی در بعضی از مناطق روستایی هنوز از طریق سوخت مواد آلی صورت می‌گیرد و الکتریسیته فقط قسمت کوچکی از مصرف انرژی را در بر دارد. به خصوص حدود ۸۰ درصد جمعیت اغلب کشورهای در حال توسعه در نواحی خارج از شهرستان زندگی می‌کنند. در کشورهایی که منابع نفتی وجود ندارد، درصد بالایی از انرژی تجاری از طریق واردات تأمین می‌شود. بنابراین ارتقاء انرژی تجاری روستایی، یکی از تصمیم‌گیری‌های بحرانی برای تمام کشورهای در حال توسعه تلقی می‌گردد. (۶)

آن‌هایی که طرفدار انرژی معمول و متداول سنتی می‌باشند، معتقدند اگر به‌جای تمام هیزم مصرفی برای سوخت در مناطق روستایی از مواد نفتی استفاده شود، سالیانه در حدود ۰/۲ میلیارد تن نفت نیاز می‌باشد. که این مقدار فقط برابر با ۷ درصد کل تولید نفت در جهان است. بنابراین کمبود انرژی در مناطق روستایی در واقع بیش از آنکه به مسأله انرژی مربوط باشد، به مسأله فقر و تنگدستی ارتباط پیدا می‌کند. در هر حال وقوع بحران انرژی در گذشته و افزایش قیمت نفت به وضوح نشان می‌دهد که این استراتژی نه واقع بینانه است و نه اینکه می‌تواند اقتصادی باشد. به‌علاوه سوخت مواد هیدروکربنه در مقیاس وسیع موجب شدت گرفتن پدیده گُلخانه‌ای می‌گردد و خطرات جدی آب و هوایی را به دنبال دارد، که بر روی محیط زیست تأثیر منفی می‌گذارد. بنابراین تولید انرژی تمیز و سالم در مناطق روستایی الزامی است. (۶)

آن‌هایی که موافق تأمین انرژی متمرکز هستند معتقدند که نیروگاه‌های خیلی کوچک (MHP) از دیدگاه اقتصادی فاقد توجیه هستند و از نظر فنی نیز فاقد دوام می‌باشند و بهتر است که تقاضای انرژی مناطق روستایی از طریق توسعه شبکه‌های بزرگ برطرف شود. از طرفی این موضوع در تمام نقاط قابل اجرا است.

در کشور چین مشاهده گردیده است که تنوع و متمرکز زدایی در تأمین انرژی در مناطق روستایی از طریق نیروگاه‌های کوچک آبی (SHP) مناسب است و اگر منابع مورد نیاز وجود داشته باشد، توسعه این نیروگاه‌ها می‌تواند به‌عنوان یک منبع انرژی تمیز و قابل تجدید در اولویت قرار گیرد. (۶)

۱-۷) نیروگاه های آبی خیلی کوچک:

۱-۷-۱) نیروگاه های آبی خیلی کوچک (Mini Hydro Power) منبع مهم

انرژی روستایی

نیروگاه های کوچک آبی (SHP) در میان منابع جدید و تجدید شونده انرژی، از نظر تکنولوژی توسعه پیدا کرده است. بشر در گذشته بسیار دور، چگونگی استفاده از آب در ایجاد نیرو را آموخته است و حتی امروزه نیز برخی از وسایل هیدرولیکی قدیمی و اولیه را در برخی از کشورها می توان مشاهده کرد. امروزه نیروگاه های کوچک آبی با کاربرد تکنولوژی جدید و طراحی نو، زمان کوتاه ساخت و کاهش هزینه اولیه ناشی از به کارگیری کامل نیروی انسانی و مصالح محلی و همچنین یک سری از اولویت های سیاسی دولت، به خوبی توسعه پیدا کرده است. حتی برخی از کشورهایی که توسعه نیروگاه های کوچک آبی (SHP) را طی چندین سال گذشته متوقف ساخته اند، تصمیم گرفته اند که این گونه نیروگاه ها را به خاطر صرفه جویی در مصرف نفت و مسائل زیست محیطی و نظایر آن مجدداً توسعه دهند.

در یکی از گزارشات سازمان ملل به این نکته اشاره شده است که نیروگاه های کوچک آبی (SHP) و یا خیلی کوچک (MHP) به خاطر حداکثر مزایای اقتصادی و نیز اهداف چند منظوره آنها نظیر آبیاری، ذخیره آب، پرورش ماهی و تأثیرات آب و هوایی باید به عنوان یک اولویت توسعه پیدا کند.

حداکثر ظرفیت تجهیزات صنعتی روستایی در کشورهای در حال توسعه معمولاً کمتر از ۱۰۰ کیلووات است و اگر نیروگاه های خیلی کوچک (MHP) در منطقه وجود داشته باشد، می توان انرژی مورد نیاز را از طریق نیروگاه های MHP برای آنها تأمین کرد.

نیروگاه هایی که دارای ظرفیت اسمی کمتر از ۱۰۰ کیلووات هستند تحت عنوان نیروگاه های ریز (Micro) و بین ۱۰۱ تا ۱۰۰۰ کیلووات را تحت عنوان خیلی کوچک (Mini) معرفی می شوند. البته این مقیاس در کشورهای مختلف متفاوت می باشد که به صورت نمونه، چگونگی طبقه بندی چند کشور در جدول (۱-۴) نمایش داده شده است. (۶)

جدول ۱-۴ (مقیاس طبقه‌بندی چند کشور) (۶)

کشور یا سازمان	ریز (Micro)	خیلی کوچک (Mini)
 یونیدو (UNIDO)	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰
 چین	۱۰۰	۱۰۱ - ۵۰۰
 پرو	۵ - ۵۰	۵۱ - ۵۰۰
 سوئد	-	۱۰۰
 تایلند	۲۰۰	۲۰۱ - ۶۰۰۰
 ترکیه	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰
 آمریکا	۵۰۰	۵۰۱ - ۲۰۰۰
 هندوستان	۱۰۰	۱۰۱ - ۲۰۰۰
 مالزی	۲۵	۲۵ - ۵۰۰
 پاناما	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰
 اکوادور	۵۰	۵۱ - ۵۰۰
 دومینیکا	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰
 ویتنام	۵۰	۵۱ - ۵۰۰
 ژاپن	-	-
 فرانسه	۵۰۰	۵۰۱ - ۲۰۰۰
 یونان	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰
 لهستان	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰

۱-۷-۲) سرمایه‌گذاری در نیروگاه‌های برق آبی کوچک

هزینه واحد SHP یا MHP در مقایسه با هزینه نیروگاه‌های بزرگ به‌طور کلی بیشتر است و سرمایه‌گذاری اولیه آن‌ها نیز هنوز هم بار سنگینی برای توسعه‌دهندگان محلی در کشورهای در حال توسعه به شمار می‌آید. همچنان که قبلاً گفته شد در توسعه این پروژه‌ها معمولاً برخی از سیاست‌گذاری‌های ترجیحی و یارانه‌ای از طرف دولت الزامی است. حتی در چنین شرایطی نیز مسئله اصلی در توسعه SHP یا MHP همانا سرمایه‌گذاری و یا امکانات مالی به‌خصوص برای مرحله توسعه اولیه است. (۶)

سرمایه‌گذاری SHP یا MHP عمدتاً باید در قالب خود تولیدی و براساس شرایط خاص در هر کشور باشد. در هر حال برای توسعه‌دهنده یا مالک نیروگاه‌های کوچک آبی لازم است که ابتدا پروژه نیروگاه کوچک آبی از دیدگاه امکان‌یابی مورد مطالعه قرار گیرد. در هر حال تأمین اعتبار برای SHP یا MHP باید با استفاده از روش‌های زیر صورت گیرد:

(۱) پرداخت یارانه یا وام‌های ترجیحی از طرف دولت

(۲) پرداخت وام به‌وسیله بانک‌ها

(۳) سرمایه‌گذاری مصرف‌کنندگان کارخانه‌های صنعتی و افراد محلی

۱-۷-۳) مزایای نیروگاه‌های خیلی کوچک آبی

نیروگاه‌های کوچک آبی (SHP) یا خیلی کوچک (MHP) دارای مزایای اقتصادی، اجتماعی و زیست محیطی به شرح زیر می‌باشند: (۶)

(۱) تهیه نیروی ارزان برای صنعت محلی و پردازش محصولات فرعی زراعی

(۲) امکان توسعه SHP در ترکیب آبیاری، کنترل اراضی ماندابی و جلوگیری از سیلاب و بنابراین بالا رفتن تولیدات زراعی و مدریزه کردن کشاورزی.

(۳) افزایش درآمد دولت و افراد محلی.

(۴) اشتغال‌زایی و کاهش مهاجرت روستاییان به شهرها.

(۵) تقویت زندگی فرهنگی روستاییان و ارتقا استانداردهای زندگی افراد محلی.

(۶) استفاده از انرژی حاصل از SHP یا MHP در مناطق کوهستانی برای امور پخت و پز به‌جای هیزم و در نتیجه حفاظت از محیط زیست.

(۷) توسعه صنعت توریسم در مناطق روستایی.

(۸) توسعه و پایداری مزایای اجتماعی.

۱-۷-۴) نیروگاه‌های کوچک ساخته شده

در مناطق روستایی نیازهای انرژی غیرتجاری درصد بسیار زیادی از تقاضای کلی را به خود اختصاص می‌دهد. همچنین کشاورزی از حالت سنتی به حالت مدرنیزه و اقتصاد خودکفایی به اقتصاد تک محصولی تبدیل می‌شود. با رشد تقاضا برای انرژی روستایی، تأمین الکتریسیته به یکی از مسائل مهم مدرنیزه کردن مناطق روستایی تبدیل می‌گردد. برای حل مسئله فوق، کشور چین در سال ۱۹۸۲ تصمیم گرفت که ابتدا برق‌رسانی اولیه روستایی ۱۰۰ منطقه را به عنوان نمونه با استانداردهای زیر به انجام رساند:

- بیش از ۹۰ درصد خانواده‌ها در زندگی روزانه به انرژی الکتریسیته دسترسی داشته باشند.
- بیش از ۲۰ درصد خانواده‌ها برای پخت و پز در طول ۶ ماه مرطوب سال دارای برق باشند.
- تأمین برق بتواند تقاضای تهیه و پردازش محصولات زراعی را تأمین نماید.
- برق تأمین در کشاورزی و باغبانی بتواند پاسخگوی تقاضای زه‌کشی، آبیاری، کنترل آفات، پرورش مرغ، تولید تخم‌مرغ، شیردوشی و غیره باشد.
- الکتریسیته تولیدی بتواند تقاضای اصلی شرکت‌های ایالتی و شهری و مالکین خصوصی در روستا را تأمین نماید.

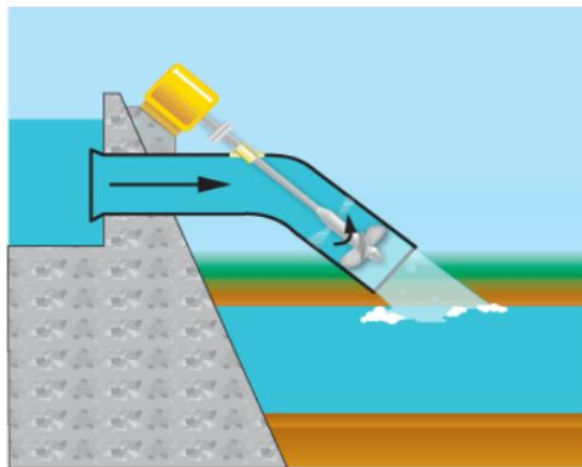
برای حصول به نیازهای فوق، لازم بود تا مصرف داخلی هر خانواده بیش از ۲۰۰ کیلووات ساعت در سال و مصرف سرانه انرژی سالیانه به‌طور متوسط ۲۰۰ کیلووات ساعت باشد. تعداد کل جمعیت ۱۰۰ منطقه نمونه برابر با ۳۰ الی ۴۰ میلیون نفر و اراضی تحت کشت آن‌ها ۳۸/۳۹ Mu (هر ۱۵ Mu برابر با ۱ هکتار است) و پتانسیل قابل بهره‌برداری نیروگاه‌های کوچک آبی برابر با ۱۱/۳۷ گیگاوات بوده است. با ساخت نیروگاه‌های مذکور در چین، اقتصاد روستایی توسعه اساسی یافته است.

در کشورمان ایران نیز به این مهم توجه شده و وزارت محترم کشاورزی تعداد ۲۵۶ عدد نیروگاه از این نوع را در دست مطالعه در فاز ۱ دارد که امید می‌رود تعداد نسبتاً

زیادی از آنها به فاز ۲ مطالعاتی رفته و بالاخره شاهد اجرای آنها باشیم تا مشکلات روستایان کشور تا حدی مرتفع شود. (۶)

۱-۷-۵) اجزای نیروگاه‌های برق آبی خیلی کوچک

نیروگاه‌های برق آبی کوچک هیچگونه مخزنی برای ذخیره آب نداشته و از آب تنها در هنگام جریان آن استفاده می‌نمایند. این نیروگاه‌ها بدلیل عدم وجود ذخیره آب ظرفیت ثابت، فقط به کمترین شدت جریان آب محدود خواهد شد.



شکل ۱-۳ میکرو توربین

نیروگاه‌های جریانی و کانال انحرافی دو شکل متفاوت نیروگاه‌های برق آبی کوچک می‌باشند.

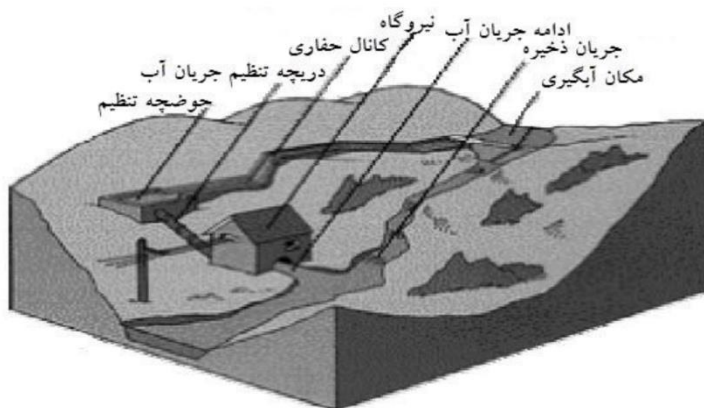
این نیروگاه‌ها شامل اجزای زیر می‌باشد (شکل ۱-۳)

- بند یا سد انحرافی
- سازه‌های انحرافی (آشغالگیر، دریچه، خروجی آب، خطوط لوله، کانل حفاری، تونل زیرزمینی، پن استاک، شیرها و دریچه‌های ورودی و خروجی توربین، راه ماهی)
- سازه‌های اتاق کنترل

- سیستم انتقال (ترانسفورماتورها، سوئیچ یاردها، کابل‌ها) (۶)

۱-۷-۶) شمای کلی نیروگاه برق آبی کوچک:

در مناطق کوهستانی که شیب رودخانه‌ها زیاد است، در موقعیت مناسبی از نظر توپوگرافی و زمین‌شناسی بند انحرافی احداث می‌شود تا آب را از مسیر طبیعی منحرف کرده، وارد سیستم انتقال آب (کانال باز یا بسته، تونل، سیفون و ...) بنماید. کانال پس از طی مسافتی در یک موقعیت مناسب به حوضچه تنظیم (Forbay) متصل می‌گردد. در این محل سیستم تحت فشار که عموماً لوله می‌باشد، آب را به پره‌های توربین رسانده و بدین شکل آب تحت فشار، توربین را به چرخش در می‌آورد. در نتیجه انرژی آبی تبدیل به انرژی مکانیکی می‌شود و از طریق پست به شبکه توزیع هدایت می‌شود (شکل ۱-۳). چنانچه رودخانه دارای موقعیت مناسبی از نظر توپوگرافی باشد تعدادی از این نیروگاه‌ها پشت سرهم قرار گرفته و بطوریکه خروجی پایاب نیروگاه اولی وارد کانال انتقال نیروگاه دومی شده و این سیکل تا نیروگاه آخری ادامه خواهد یافت که اصطلاحاً این نیروگاه را زنجیره‌ای می‌گویند (۷).



شکل ۱-۴ (نمایی از اجزای نیروگاه برق آبی کوچک) (۷)

۱-۷-۷) هزینه‌های نیروگاه‌های برق آبی کوچک:

نیروگاه‌های برق آبی کوچک نیاز به سرمایه‌گذاری اولیه بالا دارند. بر طبق آمار منتشره 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 برق‌آبی 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 برق‌آبی کوچک را می‌توان به صورت زیر بیان نمود: (۷)

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

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

۳) 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 برق‌آبی می‌باشد. که به توپوگرافی و ژئولوژی منطقه، روش‌های سازه‌ای کاربردی و مواد مورد استفاده بستگی دارد. در جدول (۱-۵) 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 شده است. (۸)

۱-۷-۸) ارایه دیدگاه‌های مختلف مربوط به هزینه نیروگاه‌های برق آبی میکرو

- طبق آمار منتشره از بانک جهانی، برای هدهای ۳ / ۲ الی ۵ / ۱۳ متر، سرمایه گذاری ویژه بمیزان ۱۸۰۰ الی ۸۸۰۰ دلار برای هر کیلووات و برای هدهای ۲۷ الی ۳۵۰ متر میزان سرمایه ۱۰۰۰ الی ۳۰۰۰ دلار برای هر کیلووات مورد نیاز میباشد که افزایش هد باعث کاهش هزینه در نیروگاه‌های برق آبی کوچک میگردد. (۹)

- به عنوان یک تخمین اولیه، میتوان از عدد ۳۰۰۰ دلار بر کیلووات برای توربینهای آبی میکرو تا ۵ کیلووات استفاده کرد. این عدد یک برآورد محتاطانه برای سرمایه گذاری کلی یک طرح میکرو تا ۵ کیلووات به غیر از سیم کشی خانه، کارهای ساختمانی و سیستم توزیع برق می باشد. (۹)
- هزینه خرید توربین آبی میکرو ۴۵۰ الی ۶۰۰ دلار بر کیلووات و هزینه پروژه ۱۰۰۰ الی ۵۰۰۰ دلار بر کیلووات و زمان ساخت ۲ الی ۳ سال پیشبینی میگردد. (۹)

جدول ۵-۱ (هزینه نیروگاه برق آبی کوچک برای سالهای ۱۹۸۰ تا ۲۰۱۰) (۱۰)

شرح	۲۰۱۰	۲۰۰۵	۲۰۰۰	۱۹۹۰	۱۹۸۰
توان نیروگاههای برق آبی کوچک (MV)	۰/۰۰۱ - ۱۰	۰/۰۰۱ - ۱۰	۰/۰۰۱ - ۱۰	۰/۰۰۱ - ۱۰	۰/۰۰۱ - ۱۰
ضریب قابلیت دسترسی (%)	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵	۹۵
ضریب بار بهره برداری (%)	۱۵ - ۹۵	۱۵ - ۹۵	۱۵ - ۹۵	۱۵ - ۹۵	۱۵ - ۹۵
نرخ مصرف داخلی (خروجی W/MW)	۰۰Feb-	۰۰Feb-	۰۰Feb-	۰۰Feb-	۰۰Feb-
زمان ساخت (سال)	Feb-۱	Feb-۱	Feb-۱	Feb-۱	Feb-۱
عمر مفید اقتصادی (سال)	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰	۴۰
هزینه سرمایه گذاری (ECU (1990)/KW)	۷۵۰ - ۱۸۰۰	۷۷۰ - ۲۰۰۰	۷۹۰ - ۲۵۰۰	۸۱۰ - ۳۵۰۰	۸۵۰ - ۴۵۰۰
هزینه ثابت بهره برداری و نگهداری (ECU (1990)/KW)	۱۵ - ۲۵	۱۵ - ۲۵	۱۵ - ۲۵	۱۵ - ۲۵	۱۵ - ۲۵
قیمت انرژی با استفاده از نرخ تنزیل (%)	۰/۰۱۸ - ۰/۰۷	۰/۰۱۹ - ۰/۰۸	۰/۰۱۹ - ۰/۱	۰/۰۱۹ - ۰/۱۳	۰/۰۲ - ۰/۱۷
(ECU/KW)					

۱-۷-۹) ارزیابی اقتصادی- اجتماعی نیروگاه‌های برق آبی کوچک در ایران

از آنجایی که در حال حاضر تکنولوژی پیشرفته تولید انرژی برق آبی، بهره‌برداری از حداقل پتانسیل آبی را فراهم آورده است. در ایران نیز با توجه به وضعیت توپوگرافی و اقلیمی و وجود سلسله جبال زاگرس و البرز از یک طرف و وجود رودخانه‌های بزرگ و کوچک با سرشاخه‌های متعدد از سوی دیگر پتانسیل‌های آبی فراوانی وجود دارد که امکان احداث نیروگاه‌های برق آبی کوچک در آن یافت می‌شود. خط مشی اولیه احداث نیروگاه‌های برق آبی کوچک در ایران، تأمین انرژی برق مناطق روستایی به منظور ایجاد زیر ساختارهای توسعه پایدار در روستاها و تأمین شرایط زندگی بهتر و ارتقاء سطح فرهنگ و دانش و سلامت روستاییان و نیز اشتغال‌زایی بوده است (۱۱).

در همین راستا 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 ۱-۳) 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.

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 برق آبی 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 تأمین برق روستایی به شبکه سراسری و محلی نیز تزریق می‌شود. تا سال ۱۳۵۷ تنها ۴۳۲۷ روستای کشور را برق‌رسانی نموده بودند. این تعداد روستا به نسبت کل روستاهای کشور سهمی معادل ۷٪ را دربر داشت و ۱۵٪ جمعیت روستایی در آنجا ساکن بودند. پس از پیروزی انقلاب اسلامی تا پایان سال ۱۳۸۰ به ۴۵۳۵۹ روستا با جمعیتی معادل ۴۱۶۵۶۱۷ خانوار برق‌رسانی شده که سهمی معادل ۶۶/۷ درصد کل روستاهای کشور و ۹۶٪ کل خانوار روستایی را دربرمی‌گیرد. از این تعداد ۳۵۹۰۴ روستا با جمعیتی معادل ۴۰۶۹۷۰۷ خانوار

مربوط به روستاهای بالای بیست خانوار بوده که ۹۸/۳٪ کل روستاهای بالای بیست خانوار کشور و ۹۹/۸٪ خانوار ساکن در آنها را شامل 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. از سال ۱۳۷۶ امر برق‌رسانی به هر حلقه چاه آب کشاورزی از واردات ۸۰۰۰ دلار گازوئیل بی‌نیاز شده است، ضمن آنکه تا ۵۰ میلیون ریال در هزینه پمپاژ آب کشاورزی برای صاحبان چاه‌های آب، صرفه‌جویی شده است. همچنین از محل طرح نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک تاکنون، ۲۷۶ شغل دائم و ۱۷۴۵ شغل مستقیم در دوره اجرا ایجاد شده، ضمن آنکه ساخت این نیروگاه‌ها باعث صرفه‌جویی در مصرف سوخت فسیلی به میزان ۵۱ میلیون لیتر شده است. بنابراین نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک، به دلیل پایان‌ناپذیری منبع تأمین 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 (۱۱).

جدول ۱-۶ (وضعیت نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک در کشور) (۱۲)

استان	تعداد گزینه‌های بازدید شده	تعداد گزینه‌های تأیید شده	قدرت کل (کیلووات)	تعداد پتانسیل‌های میکرو	قدرت کل (کیلووات)	تعداد پتانسیل‌های مینی	قدرت کل (کیلووات)
آذربایجان شرقی	۳۵	۳۵	۳۰۲۲۸	۰	۰	۲۴	۱۲۹۴۲
آذربایجان غربی	۱۴۷	۳۷	۴۶۷۴۶	۰	۰	۲۲	۱۱۱۸۶
اردبیل	۱۸	۱۸	۲۲۰۵۸	۰	۰	۱۱	۷۸۲۵
اصفهان	۸۰	۱۶	۳۴۳۱۷	۱	۴۳	۱۱	۲۶۵۲۴
ایلام	۱۰۵	۳۳	۴۷۴۴۰	۰	۰	۹	۴۸۹۰
تهران	۱۲۴	۴۸	۶۹۷۶۴	۰	۰	۲۱	۱۰۲۹۴
چهارمحال و بختیاری	۱۲۰	۲۷	۱۰۳۱۸۰	۰	۰	۹	۵۳۲۰
خراسان	۱۲۰	۳۸	۲۷۲۵	۳۰	۱۱۴۰	۸	۱۵۸۵
خوزستان	۱۳۰	۴۹	۴۵۷۵۶/۴۴	۱۷	۳۴۶/۴۴	۱۶	۸۸۷۸/۲
سمنان	۸۰	۱۵	۶۰۷۰	۰	۰	۱۳	۳۷۷۰
فارس	۲۷	۲۷	۲۴۱۹۴	۲	۱۳۰	۱۸	۵۸۹۴
قزوین	۵۲	۲۸	۴۳۵۰۰	۰	۰	۹	۶۹۵۰
کردستان	۴۵	۴۵	۶۰۵۹۰	۰	۰	۳۴	۱۵۳۶۰
کرمانشاه	۱۲۲	۵۴	۹۲۰۵۰	۱	۵۰	۲۴	۱۳۶۰۰
کهگیلویه و بویر احمد	۷۲	۶۴	۱۲۲۳۳۶	۰	۰	۲۰	۹۱۳۶
گلستان	۲۳۰	۸۱	۳۴۶۴۴	۱۰	۶۴۴	۶۳	۲۳۵۸۴
گیلان	۵۶۳	۱۴۵	۳۸۹۹۹۱	۰	۰	۱۷	۱۱۱۱۳
لرستان	۱۴۱	۴۴	۳۳۳۵۶	۰	۰	۳۷	۱۸۳۷۶
مازندران	۲۴۵	۱۳۸	۲۰۰۶۵۰	۲	۱۳۳	۶۱	۳۵۶۴۹
همدان	۲۷	۲	۱۵۷۴	۰	۰	۲	۱۵۷۴
جمع کل	۲۴۸۳	۹۴۴	۱۴۱۱۱۶۹/۴۴	۶۳	۲۴۸۶/۴۴	۴۲۹	۲۳۴۴۵۰/۲

فصل دوم

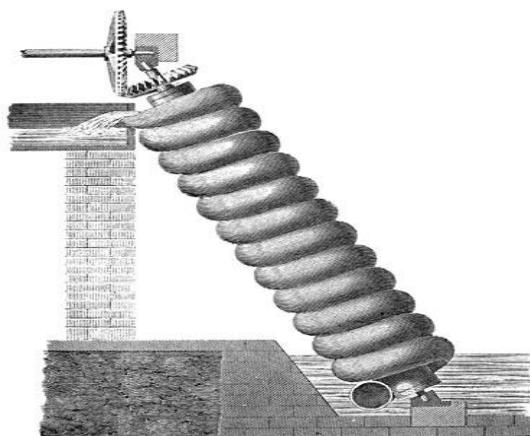
توربین هیدروکوئل

۲-۱) توربین ارشمیدس

این توربین که بر اساس پمپ^۱ اسکرو^۲ (پمپ ارشمیدس^۳) کار می‌کند در مقایسه با سایر توربین‌های هد پایین تا متوسط دارای مزیت‌های متعددی است که از آن جمله می‌توان به سازگاری با محیط زیست، بازده بالا در بارهای طراحی و جزیی، هزینه تعمیر و نگهداری کم، عمر بالا و پایان‌ناپذیر بودن اشاره کرد. (۱۳)

کار توربین اسکرو یا پیچشی مبتنی بر پمپ ارشمیدس می‌باشد که ابداع آن را به ارشمیدس نسبت می‌دهند. همانطور که در شکل (۱-۲) نشان داده شده است پمپ اسکروی اولیه لوله‌ای است که به دور یک استوانه به صورت مارپیچ پیچیده شده است. این استوانه به صورت شیب‌دار درون آب قرار می‌گیرد و با چرخانده شدن آن آب به ارتفاع بالاتری پمپ می‌شود. با گذشت زمان تغییراتی در پمپ اسکرو داده شد. به عنوان مثال لوله مارپیچ جای خود را به پره زاویه‌دار داد. (۱۳)

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 در آن به جای دادن انرژی برای چرخاندن اسکرو و بالابردن آب از منبعی با ارتفاع کم به منبع با ارتفاع بالا، از انرژی موجود در منبع بالادستی، مانند آب‌های روان، سرریزها و ... برای چرخاندن اسکرو استفاده می‌شود.



^۱ Pump

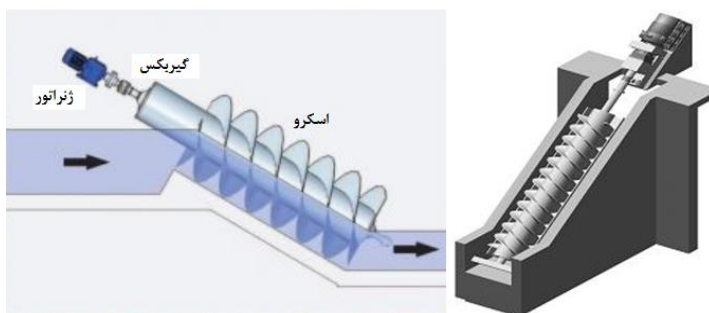
^۲ screw

^۳ Archimedes

شکل ۱-۲ پمپ اسکروی اولیه (۱۴)

یک توربین اسکرو شامل یک یا چند پره‌ی مارپیچ است که بر روی یک شفت مرکزی نصب می‌شود. این شفت/پره مونتاژ شده درون یک کانال با زاویه نوعی ۲۰ تا ۴۰ درجه (نسبت به افق) قرار می‌گیرد.

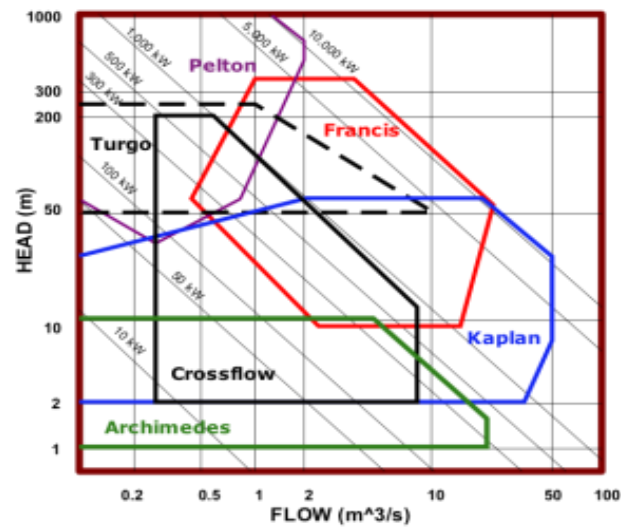
توربین‌های اسکروی جدید برای هد پایین در بازه ۱ تا ۱۰ متر با دبی حجمی ۰/۱ تا ۵۰ مترمکعب بر ثانیه طراحی می‌شوند. برای هدهای بزرگ‌تر، استفاده از یک ردیف دو یا چندتایی توربین‌های مشابه، بازده را افزایش می‌دهد. نیروی آب باعث چرخش اسکرو شده و این چرخش با استفاده از یک گیربکس^۱ به ژنراتور انتقال داده می‌شود. در شکل (۲-۲) شماتیک ساده‌ای از توربین اسکرو نشان داده شده است.



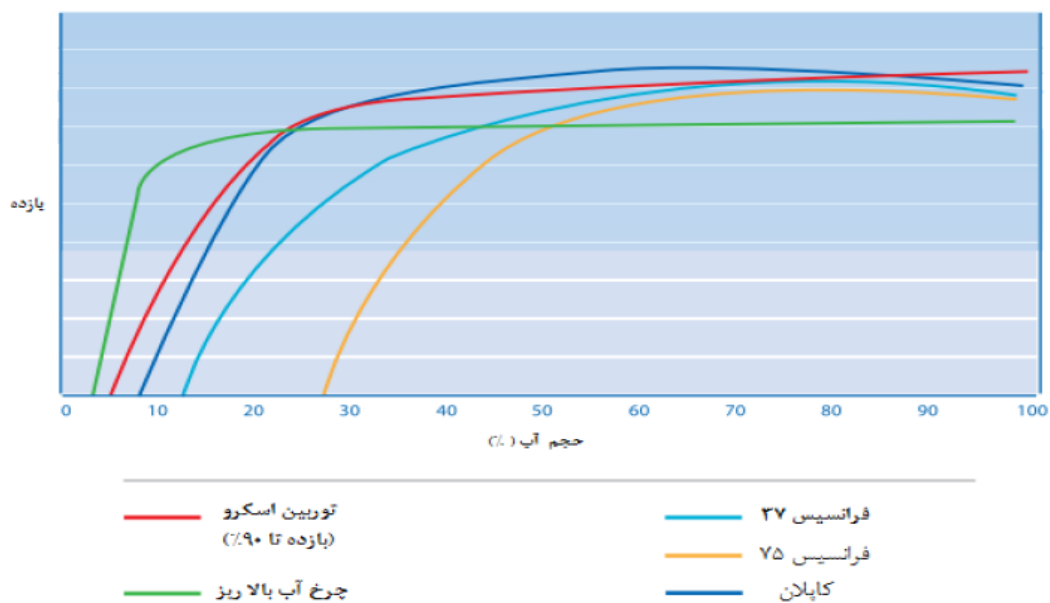
شکل ۲-۲ توربین اسکرو (۱۴)

در نمودار (۱-۲) بازه عملکرد توربین آبی اسکرو در مقایسه با سایر مدل‌های توربین‌های آبی نشان داده شده است. همانطور که در نمودار نیز مشخص است بازه عملکردی این مدل توربین در هدهای پایین و در بازه قابل مقایسه‌ای با سایر توربین‌های آبی می‌باشد. همچنین نمودار (۲-۲)، راندمان توربین‌های مختلف را بر حسب درصد دبی عبوری نشان می‌دهد. (۱۵)

^۱ Gearbox



نمودار (۱-۲): بازه عملکردی توربین‌های آبی (۱۵)



نمودار (۲-۲) بازده توربین‌های آبی بر حسب درصد بیشترین دبی عبوری (۱۶)

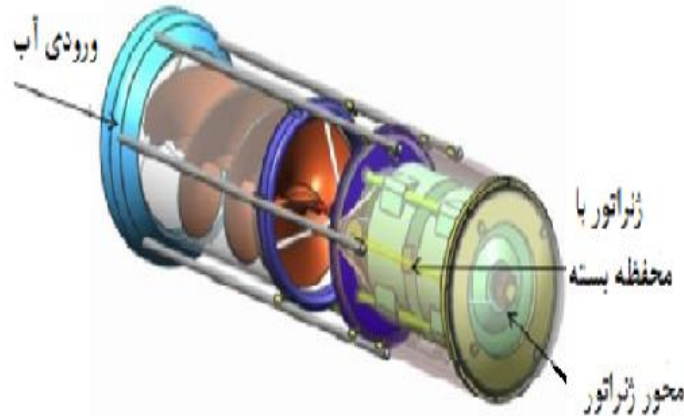
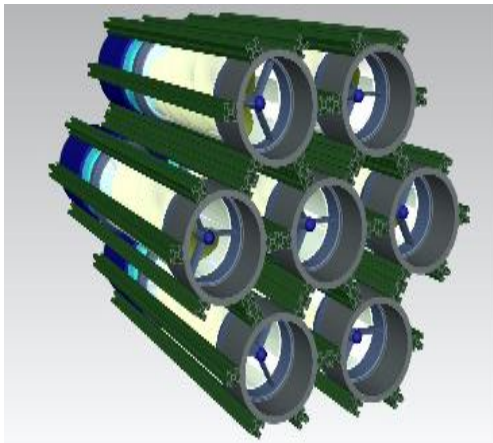
توربین آبی اسکرو در مقایسه با سایر توربین‌های آبی دارای مزیت‌هایی می‌باشد که از آن جمله می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- به دلیل سادگی قطعات و سرعت دورانی کم این توربین، هزینه‌های نصب و تعمیر و نگهداری این توربین کم است و این توربین از عمر بالایی نیز برخوردار است.
- سازگاری این توربین با محیط زیست بسیار مطلوب است و کمترین آسیب را به محیط زیست اطراف خود وارد می‌کند.
- با توجه به اینکه این توربین نیاز به هد بالایی ندارد، می‌توان در مکان‌های زیادی از این توربین استفاده کرد.
- در بازه وسیعی از دبی‌های عبوری، توربین دارای بازده تقریباً یکنواختی است. این مسئله در نمودار (۱-۲) قابل مشاهده است.
- در هنگام خاموشی به دلیل وجود شیب در پره‌ها، آبی در درون توربین باقی نمی‌ماند و علاوه بر راحتی کار مهندسین برای بازرسی از خوردگی نیز جلوگیری می‌کند.
- همانطور که در نمودار (۱-۲) نیز مشاهده می‌شود، بازده توربین اسکرو در بازه وسیعی از دبی‌های عملکردی از اکثر توربین‌های آبی بالاتر است.

(۱۶، ۱۷)

در توربین‌های اسکروی رایج، باکت‌ها به صورت نیمه پر هستند و وزن آب، عامل دوران توربین است. از این رو توربین‌ها به صورت شیدار 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 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 و برای کاهش اتلاف مومنتوم در این منطقه یک قیف برای منحرف کردن جریان قرار گرفته است. به دلیل ساختار این توربین محدوده کارکرد هد و دبی این توربین از اسکروی رایج بالاتر است. توربین‌های هیدروکویل دارای پره‌های تک ردیفه هستند و

گام پره‌های این توربین‌ها متغیر است. از ویژگی‌های منحصر به فرد این توربین قابلیت حمل آن است و به دلیل ساختار استوانه‌ای شکل آن مناسب‌ترین توربین برای قرار گیری در چیدمان ماتریس گونه است. در شکل (۲-۳) شماتیک یک هیدروکوئل و چیدمان ماتریسی از چندین هیدروکوئل نشان داده شده است.



شکل ۲-۳ تصویر شماتیک هیدرو کوئل (سمت راست) و چیدمانی از چندین هیدروکوئل (سمت چپ) (۱۷)

در جدول ۱-۲ می‌توان تفاوت‌هایی را میان دو توربین اسکرو و هیدروکوئل مشاهده کرد.

جدول ۱-۲ تفاوت میان توربین هیدروکوئل و اسکرو (۱۴)

نوع توربین	هد (m)	دبی (lit/s)	توان خروجی (Kw)	حداقل ابعاد (m) (طول - شعاع)	وزن (Kg)
اسکرو	۱-۱۲	۱۰۰-۱۸۰۰۰	تا ۵۰۰	۱/۵-۴	۵۰۰
هیدروکوئل	۳-۶۰	۲۰-۲۰۰	۲-۸	۰/۲۵-۱	۲۰

توان موجود در توربین اسکرو به صورت $P_{ava} = \rho g Q h$ تعریف می‌شود که در آن ρ چگالی، g ثابت جهانی گرانش، Q دبی حجمی و h هد موجود می‌باشد.

این توان موجود می‌تواند به نیروی الکتریکی تبدیل شود اما وجود برخی اتلافات باعث کاهش بازده می‌شود و مقداری از توان موجود را تلف می‌کند. مهمترین عوامل اتلاف انرژی عبارتند از:

- **جریان نشتی :** وجود نشتی آب از بین لبه پره‌های متحرک و پوسته ثابت نقشی در تولید توان ندارد.
- **اتلافات اصطکاکی:** وجود اصطکاک بین قطعات چرخنده و ثابت مقداری از توان موجود را تلف می‌کند.
- **اتلافات ورودی و خروجی:** در شرایط غیر ایده‌آل مقداری از توان موجود در ورودی و خروجی تلف می‌شود.
- **اتلاف مربوط به لزجت:** نیروی برشی بین آب و پره‌ها باعث اتلاف مقداری از انرژی می‌شود.

با طراحی دقیق می‌توان اتلافات مربوط به ورودی و خروجی و همچنین اصطکاک قطعات متحرک را به حداقل رساند. همچنین سرعت دورانی کم باعث افزایش بازده و کاهش اتلاف اصطکاکی اجزای متحرک می‌شود. با این حال کاهش سرعت نمی‌تواند جریان نشتی را کاهش دهد.

با توجه به موارد ذکر شده بازده یک توربین اسکرو به صورت $\eta = 1 - Q_i / Q$ که

Q_i دبی حجمی جریان نشتی می‌باشد. جریان نشتی می‌تواند بین ۳٪ تا ۱۲٪ دبی عبوری باشد. برای کم کردن این اتلاف می‌توان فاصله بین پره و پوسته را به حداقل ممکن رساند و یا اینکه از پوسته متحرک متصل به پره‌ها استفاده کرد که همراه چرخش پره‌ها، خود پوسته متحرک بپرخد و نشتی کم شود. (۱۸)

فصل سوم
طراحی و تحلیل یک بعدی توربین

۱-۳ روند طراحی توربین محوری

سرعت مشخصه توربین از رابطه زیر بدست می آید:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P_r}}{H^{5/4}} \quad ۱-۳$$

N : سرعت دورانی توربین (rev/min)

P_r : توان خروجی پره (w)

H : هد توربین (m)

این فرمول N_s از مدل 'نچلبا' بدست آمده که با استفاده از توان محاسبه شده به طور غیر به نسبت توانی که به طور مستقیم توسط دینامومتر اندازه گیری شده است. این رابطه بی بعد نیست و باید حالت بی بعد آن را بدست آورد.

$$N_s = \frac{(\text{Newtons})^{1/2}}{(\text{seconds})^{3/2}(\text{Meters})^{3/4}} \quad ۲-۳$$

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. (۱۹)

توان بیشینه در دسترس عبارتست از:

$$P_i = \rho g Q H = \dot{m} g H \quad ۳-۳$$

رابطه بین توان هیدرولیکی در دسترس، بازده و توان خروجی اندازه گیری شده توسط دینامومتر به صورت زیر است:

$$P_d = \eta_m \eta_t \rho g Q H = \eta_m \eta_t P_i = \eta_m P_r \quad ۴-۳$$

P_d : توان اندازه گیری شده توسط دینامومتر

^۱Nechleba

η_m : راندمان ترکیبی یاتاقان، شفت آب بند و انتقال

η_t : راندمان هیدرولیکی توربین که شامل η_m نمی باشد.

P_i : توان هیدرولیکی

برای بدست آوردن توان خروجی پره داریم:

$$P_r = \frac{P_d}{\eta_m} = \eta_t P_i \quad 5-3$$

اگر P_r را در معادله سرعت مشخصه جایگزین کنیم:

$$N_s = N \frac{\sqrt{\eta_t \rho g Q}}{H^{3/4}} \quad 6-3$$

برای دبی داریم:

$$Q = V \times \text{Area} \quad 7-3$$

سرعت محوری:

$$V_a = \frac{Q}{\pi(r_t^2 - r_h^2)} \quad 8-3$$

سرعت محیطی:

$$V_c = \frac{K}{r} \quad 9-3$$

با مقدار شناخته شده برای K می توان الگوریتم طراحی پره را آغاز نمود. K ثابتی برای جریان آزاد می باشد.

گشتاور در هر جزئی از شعاع با کاهش سرعت محیطی آن جزء به صغر یا نزدیک آن تولید می شود. در واقع با کاهش سرعت V_{cj} به صغر و یا نزدیک به آن گشتاور T_j در r_j پس گشتاور در j امین بخش شعاع از رابطه زیر حاصل می شود:

$$T_j = \dot{m}_j V_{cj} r_j \quad 10-3$$

در حالت کلی، گشتاور تولید شده توسط پره، اختلاف مومنتوم زاویه ای سیال بالادست و پایین دست پره است.

نرخ دبی جرمی در سطح مقطع جریان با فرض سرعت محوری ثابت از رابطه زیر حاصل می شود:

$$\dot{m}_j = \rho V_a 2\pi r_j (r_j - r_{j-1}) \quad ۱۱-۳$$

با جایگزینی در رابطه گشتاور:

$$T_j = \rho V_a 2\pi r_j (r_j - r_{j-1}) V_{cj} r_j \quad ۱۲-۳$$

با جایگزینی $V_{cj} r_j$ با K و انتگرال گیری:

$$۱۳-۳$$

$$T_r = \rho V_a 2\pi k \int_{r=r_h}^{r_t} r dr = \rho V_a 2\pi k \left[\frac{r^2}{2} \right]_{r=r_h}^{r_t} = \rho V_a k \pi (r_t^2 - r_h^2)$$

در نتیجه داریم:

$$T_r = k \dot{m} \quad ۱۴-۳$$

این معادله باز هم کمکی به حل معادله نمی کند، زیرا پارامتر k ناشناخته است. با این حال توان شفت محاسبه شده در این روش با توان تولید شده در روش پتانسیل برابر است و بازده ها حلی را برای جریان های محیطی در بالادست پره ایجاد می کند.

توان تولید شده پره توسط رانر با گشتاور رانر و سرعت دوران آن رابطه دارد:

$$P_r = T_r \frac{N}{60} 2\pi \quad ۱۵-۳$$

P_r به وسیله رانر جذب می شود و تبدیل به انرژی پتانسیل جریان می شود و سپس توسط راندمان توربین کاهش یافته و خواهیم داشت:

$$P_r = \dot{m} g H \eta_t \quad ۱۶-۳$$

با ترکیب این روابط، مقدار k محاسبه خواهد شد:

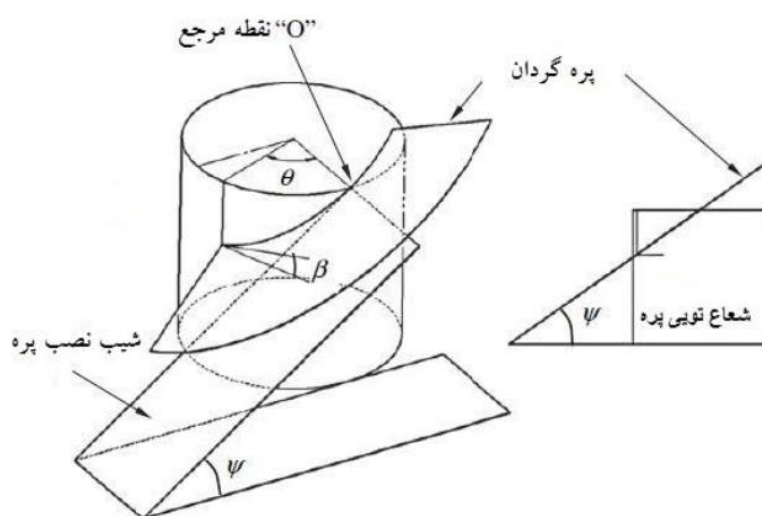
$$k = \frac{g H \eta_t}{2\pi} \left(\frac{60}{N} \right) \quad ۱۷-۳$$

و سرعت محیطی به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$V_c = \frac{1}{r} \frac{gH\eta_t}{2\pi} \left(\frac{60}{N} \right) \quad ۱۸-۳$$

حال هر دو سرعت محوری و محیطی توربین مشخص است و می توان زاویه های ورودی و خروجی را محاسبه نمود.

هر رانر از یک محور استوانه ای ساخته شده که پره ها با زاویه ψ بر روی آن ها نصب شده است:



شکل ۱-۲ شماتیکی از رانر

زاویه پره β ، از مقدار ψ در $\theta = 0$ به مقدار کمتری از ψ در هر θ تغییر می کند.

$$\beta = \tan^{-1}(\tan \psi \cdot \cos \theta) \quad ۱۹-۳$$

رانر طوری طراحی می شود که بتواند با سرعتی مطابق با سرعت ژنراتور^۱ دوران نماید. پس محدودیت طراحی برای N سرعت ژنراتور می باشد.

اندازه محور را نیز می توان با در نظر گرفتن چند نکته طراحی نمود.

سرعت محیطی V_c در تویی^۲ باید از سرعت ωr در تویی کمتر باشد، که زاویه حمله در طول لبه راهنما همواره مثبت گردد.

^۱ Generator

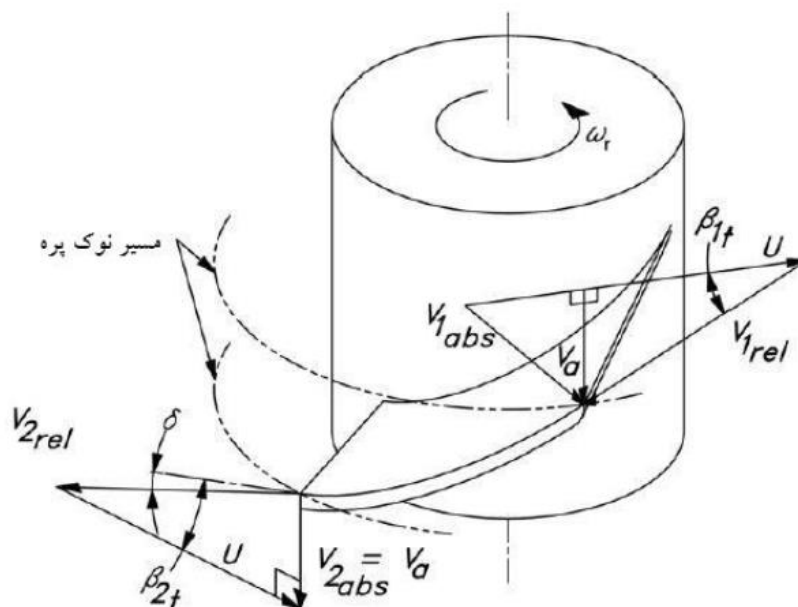
^۲ Hup

بیش از حد بزرگ بودن نسبت نوک پره^۱ به توپی با توجه به نکته اول، باعث افزایش سرعت محوری در دواير شده و تلفات اصطكاكى و انبساط ناگهانی را در پایین دست پره افزایش می دهد.

نسبت بیش از حد نوک پره به توپی باعث ایجاد محدوده كوچك و بار زیادى روی پره با سطحى ناكافى برای مقاومت در برابر كاویتاسیون می گردد. این كار نیاز به تعداد زیادى پره دارد.

با توجه به این موارد $\frac{dh}{dt}$ ، ۰/۶ توصیه می شود ولی این مقدار در توربین هیدروكويل بسیار كمتر است.

با دانستن مقدار $\frac{dh}{dt}$ ، مثلث سرعت در هر نقطه ای از زاویه حمله تیغه رانر بر اساس V_a ، ωr ، V_c نشان داده می شود.



شكل ۲-۲ مثلث سرعت در هر نقطه ای از زاویه حمله تیغه رانر بر اساس V_a ، ωr ، V_c نشان داده می شود

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_a}{\omega r - V_c} \right) \quad ۲۰-۳$$

β_1 زاویه مورد نیاز (نسبت به صفحه Impeller) در هر جایی از طول زاویه حمله می باشد.

^۱Tip

β_2 زاویه انتهایی پره که از مثلث سرعت خروجی بدست می آید، نشان می دهد که جریان خروجی باید غیرچرخشی باشد ($V_c = 0$). در نتیجه تلفات جریان بین لبه حمله و لبه انتهایی پره ، جریان خروجی دقیقاً از انحنای لبه انتهایی تیغه پیروی نمی کند. برای شرط عدم غیرچرخشی نبودن در واقعیت، تیغه های رانر باید با زاویه انحراف δ جریان را وارونه کنند که این زاویه حدود ۵ درجه می باشد.

δ با مقدار r تغییر می کند و در طول لبه انتهایی پره محاسبه می شود. در نتیجه β_2 زاویه تیغه نسبت به صفحه Impeller در توپی و نوک پره عبارت است از:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_a}{\omega r} \right) - \delta \quad 21-3$$

این زاویه ها با فرض جریان آزاد در ورودی و فرض عدم چرخش در خروجی اتفاق می افتد (با انحراف δ) ، لذا برای تمام این کارها باید ψ مناسب را انتخاب نمود. (۱۹)

انتخاب ψ برابر با بزرگترین زاویه در تمام بخش های پره، این زاویه در لبه توپی در پره ورودی است. بنابراین این نقطه مرجع «O» قرار دارد.

$$\beta = \tan^{-1}(\tan \psi \cdot \cos \theta) \quad 22-3$$

اگر در نقطه O $\theta = 0$ باشد، آن گاه $\tan \psi = \tan \beta$ لذا $\psi = \beta$ است:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_a}{\omega r - V_c} \right) \quad 23-3$$

۲-۳) تعاریف

در پمپ‌های محوری در ورودی، زاویه سیال از زاویه پره کمتر است $\alpha_1 < \alpha'_1$.
اختلاف این دو زاویه، زاویه حمله یا برخورد (Incidence Angle) نامیده می‌شود.

$$i = \alpha'_1 - \alpha_1 \quad ۲۴-۳$$

اما در خروجی پمپ یا توربین محوری، زاویه جریان از زاویه پره بیشتر است.
اختلاف این دو زاویه، زاویه انحراف (Deviation Angle) نامیده می‌شود.

$$\delta = \alpha_2 - \alpha'_2 \quad ۲۵-۳$$

در توربین‌های محوری مطلوبست که در خروجی چرخش وجود نداشته باشد، ولی چون در عمل امکان پذیر نیست، نیاز است تا پره‌ها به کمک زاویه انحراف بر جریان غلبه کنند.. این زاویه حدود ۵ درجه می‌باشد.

ایده طراحی گام متغیر از آنجا ناشی می‌شود که در این حالت کنترل بیشتری بر فشار در سمت مکش و دهش وجود دارد و گشتاور بالاتری قابل استخراج است. (۱۹)

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.

۳-۳ تحلیل یک بعدی توربین هیدروکویل

گشتاور:

$$M'' = \dot{m}'' (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad ۲۶-۳$$

در توربین هیدروکویل :

$$R_1 = R_2 = R \quad ۲۷-۳$$

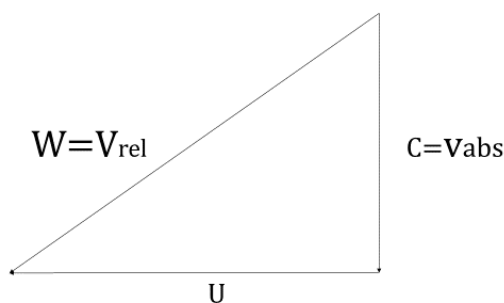
قدرت:

$$P'' = \dot{m}'' (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad ۲۸-۳$$

هد:

$$H'' = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad ۲۹-۳$$

با توجه به شکل:



$$C = V_{abs}$$

$$W = V_{rel}$$

$$U = U$$

همچنین به کمک مثلث سرعت ها می توان صورت دیگری از معادله اول را

بدست آورد:

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2UC \cos \alpha \quad ۳۰-۳$$

$$V_{rel}^2 = U^2 + V_{abs}^2 - 2UV_{abs} \cos \alpha \quad ۳۱-۳$$

$$UV_{abs} \cos \alpha = \frac{U^2 + V_{abs}^2 - V_{rel}^2}{2} \quad ۳۲-۳$$

با جایگذاری در H'' داریم:

$$H'' = \frac{V_{abs2}^2 - V_{abs1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2}{2g} \quad ۳۳-۳$$

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

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g} \quad ۳۴-۳$$

با توجه به قانون انرژی داریم:

قانون اول

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta h + \Delta k + \Delta E_p \quad ۳۵-۳$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \iint_{c.s} \left(h + \frac{C^2}{2} + gz \right) (\rho \cdot \vec{C} \cdot d\vec{A}) \quad ۳۶-۳$$

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

$$\frac{dQ}{dm} + \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} + gz_2 \right) + \frac{dW}{dm} \quad ۳۷-۳$$

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

۳۸-۳

$$\frac{dQ}{dm} + \left(u_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left(u_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} + gz_2 \right) + \frac{dW}{dm}$$

۳۹-۳

$$\rightarrow \frac{dW}{dm} = \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \left(\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + \left[(u_2 - u_1) - \frac{dQ}{dm} \right]$$

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

$$\frac{\dot{g}}{g} \frac{dW}{gdm} = \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{C_2^2}{2g} - \frac{C_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \frac{h_L}{g} \quad ۴۰-۳$$

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

معادله اصلاح شده برنولی

$$H'' = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \tau_{1-2} \quad ۴۱-۳$$

معادله انرژی برای سایر قسمت های توربوماشین به صورت معادله برنولی اصلاح شده قابل بیان است:

برای هدایت کننده یا نازل

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 + \tau_{0-1} \quad ۴۲-۳$$

برای چرخ

$$H'' + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 + \tau_{1-2} \quad ۴۳-۳$$

برای دیفیوزر و جمع کننده

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + z_3 + \tau_{2-3} \quad ۴۴-۳$$

در مجموع

$$H'' = \left[\left(\frac{P_3 - P_0}{\gamma} \right) + \left(\frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} \right) + (z_3 - z_0) \right] + \tau_{0-3} \quad ۴۵-۳$$

که

$$\tau_{0-3} = \tau_{0-1} + \tau_{1-2} + \tau_{2-3} \quad ۴۶-۳$$

برای توربین های آبی داریم:

$$H'' = \left(\frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (Z_0 - Z_3) - \tau_{0-3} \quad ۴۷-۳$$

که

$$H = \left(\frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (Z_0 - Z_3) \quad ۴۸-۳$$

$$H'' = H - \tau_{0-3} \quad ۴۹-۳$$

H ارتفاع مفید می باشد.

از قبل داشتیم:

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g} \quad ۵۰-۳$$

و همچنین

$$H'' = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} - \tau_{1-2} \quad ۵۱-۳$$

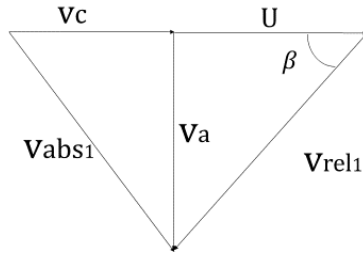
با ترکیب این دو رابطه داریم:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_{rel1}^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_{rel2}^2}{2g} - \tau_{1-2} \quad ۵۲-۳$$

اگر از تلفات هیدرولیکی صرف نظر کنیم، داریم:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} (V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2) \quad ۵۳-۳$$

با توجه به مثلث سرعتها (۲۰)

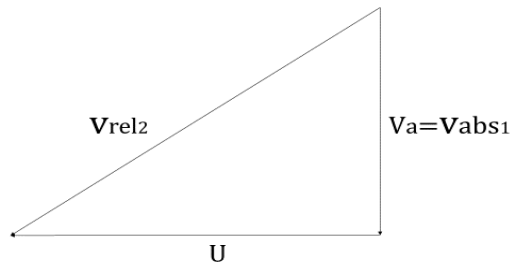


$$V_{rel_1}^2 = V_a^2 + (U - V_c)^2 \quad 54-3$$

$$\tan \beta = \frac{V_a}{U - V_c} \quad 55-3$$

$$\rightarrow U - V_c = \frac{V_a}{\tan \beta} \quad 56-3$$

$$\rightarrow V_{rel_1}^2 = V_a^2 + \frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} \quad 57-3$$



$$V_{rel_2}^2 = V_a^2 + U^2 \quad 58-3$$

$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} - U^2 \right) \quad 59-3$$

$$t = 2\pi R_h \tan \beta \quad 60-3$$

$$\rightarrow \tan \beta = \frac{t}{2\pi R_h} \quad 61-3$$

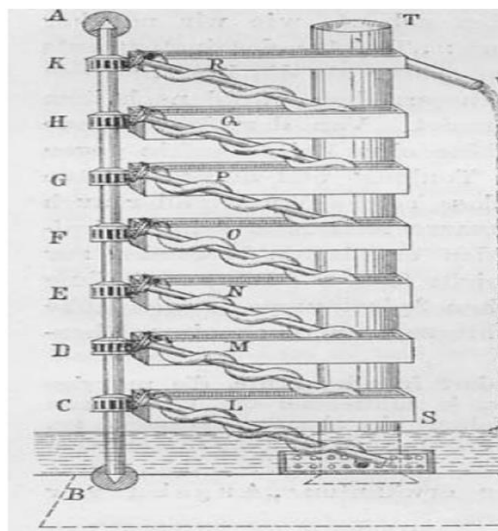
$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{2\pi^2 R_h^2 V_a^2}{t^2} - \frac{U^2}{2} \quad 62-3$$

فصل چهارم

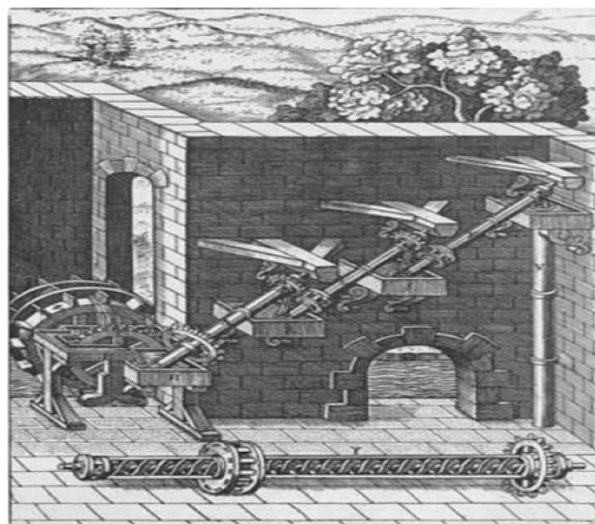
پیشینه تحقیق

بعد از آنکه اولین بار ارشمیدس ایده استفاده از اسکرو را برای بالا آوردن آب از چاه استفاده کرد تا قرن ها از اسکرو برای پمپ مورد استفاده بود و تا قرن ها هیچ علاقه ای برای گسترش پمپ های اسکرو وجود نداشت. اولین بار در قرن پانزدهم بلیفورتیس پمپی با چند پره داخل یک سیلندر استفاده کرد.

تا اینکه در قرن شانزدهم کاردانو ایده جدیدی از پمپ اسکرو را ارائه داد. وی از چند ردیف پمپ استفاده کرد و نام آن را ماشین آگزیبورگ نامید. (شکل ۴-۱). راملی نیز با استفاده از دو ردیف پره برای اولین بار طراحی پره های پمپ اسکرو را متحول کرد. (شکل ۴-۲) (۲۱)



شکل ۴-۱ ماشین آگزیبورگ (۲۱)



شکل ۴-۲ ماشین راملی (۲۱)

در چند دهه اخیر با توجه به تولید شرایط تولید انرژی که در فصول گذشته عنوان علاقه مندی برای طراحی ، ساخت و استفاده از توربین اسکرو افزایش داشته که در زیر چند نمونه ذکر شده است.

نایجل^۱ در سال ۱۹۸۶ هندبوکی را برای پمپ- توربین اسکروی ارشمیدس گردآوری کرد. او به صورت تجربی نشان داد که حد بالای سرعت دورانی تابعی از قطر محور اسکرو است.(۲۲)

برادا^۲ در سال ۱۹۹۹ به بررسی تجربی توربین های اسکروالکتریسته برای محاسبه بیشترین ظرفیت جذب انرژی و ترسیم منحنی بازده پرداخت. برادا نشان داد که بازده توربین با افزایش هد افزایش می یابد و با افزایش بیشتر هد بازده تقریباً ثابت باقی می ماند.(۲۳)

در سال ۲۰۰۹ جرال مولر^۳ و جیمز سنیور^۴ تئوری ساده شده توربین های اسکرو را ارائه دادند.(۲۴)

در سال ۲۰۱۲ مارسل رایت^۵ زاویه بهینه یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ را بررسی کرد.(۲۵)

در سال ۲۰۱۲ ویلیام کریستفر^۶ به صورت عددی گام های متفاوت توربین اسکرو را بررسی قرار داد. نتایج بررسی ها 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 می یابد.(۲۶)

^۱ Nagel

^۲ Brada,K

^۳ Gerald Muller

^۴ James Senior

^۵ Marcel Wrigh

^۶ William Christopher Schleicher

در سال ۲۰۱۳ استرگیپولو^۱ و کالکانی^۲ 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. (۱۵)

در سال ۲۰۱۳ علی رضا^۳، میان سلیم^۴ و یاسر سلیم^۵ توسط نرم افزار متلب به مدل های 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 مشخص شد و پارامترهای خروجی بر حسب متغیرهای مستقل نمایش داده شدند. (۲۷)

اکثر موارد ذکر شده در بالا و دیگر مطالعات بروی توربین اسکرو می باشد و در حالت کلی دو بخش می باشند : بخش اول مطالعاتی که بر روی پارامترهای جریان مانند هد سیستم، دبی و سرعت دوران توربین و بخش دوم اثرات پارامترهای هندسی توربین مانند شیب محور توربین نسبت به سطح افق، گام پره های توربین، نسبت شعاع داخلی به خارجی توربین است.

در بخش اول نتایج مطالعات حاکی از آن است که با افزایش هد سیستم، گشتاور تولیدی و توان خروجی به صورت خطی افزایش می یابد. ولی بازده تابعی غیر خطی از هد سیستم است. به صورتی که با افزایش هد تا حد معینی بازده افزایش می یابد ولی با افزایش بیش از این حد، منحنی بازده بر حسب هد شیب تقریباً صفر داشته و بازده تغییری نخواهد کرد. این روند در مورد دبی سیستم نیز صدق می کند.

پارامتر مهم دیگر از مشخصه های جریان سرعت دوران توربین است که نسبت به هد از اثر وزنی بیشتری بر بازده برخوردار است. سرعت دوران سیستم هم می تواند متغیر و هم می تواند ثابت باشد که در سرعت های پایین به علت تلفات کمتر اینورتور

^۱ Alkistis Stergiopoulou

^۲ Efrosini Kalkani

^۳ Ali Raza

^۴ Mian Saleem

^۵ Yasir Saleem

سیستم سرعت متغیر و در سرعت های بالاتر سیستم سرعت ثابت کارا تر است. همچنین امکان افزایش بیش از حد سرعت دوران توربین وجود ندارد. سقف سرعت دورانی توربین با توجه به ایجاد اغتشاش جریان در سرعت های بالا که مانع از پر شدن باکت ها می شود، محدود شده است. از آنجا که دبی جریان با سرعت دوران متناسب است، لذا افزایش دبی جریان نیز محدود شده است و به طبع سطح آب در بالا دست توربین نیز محدود است. این محدودیت بدین صورت است که باید سطح آب بالادست اندکی کمتر از شعاع خارجی پره های توربین باشد.

نشت در توربین اسکرو از فاصله بین نوک پره های توربین تا محفظه اتفاق می افتد که با این درز و دبی سیستم رابطه مستقیمی دارد. لذا با کاهش این فاصله می توان این نشت را به حداقل رساند و مستقیماً بازده را افزایش داد.

چنانچه دبی توربین اسکرو افزایش یابد نیاز است تا از محفظه بسته استفاده شود. این توربین ها برای تولید هد از اختلاف فشار بین لبه ورودی و خروجی استفاده می کنند. در توربین های با گام متغیر نیز با افزایش دبی، فشار در لبه خروجی کاهش می یابد. همچنین افزایش سرعت دوران نیز فشار خروجی را کاهش می دهد اما تاثیر آن به اندازه افزایش دبی جریان نمی باشد.

فصل پنجم

روش حل و نرم افزار

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 کوتاهتری 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 پایان 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. توربو ماشین یکی از زمینه های بسیار پرتعداد در دینامیک سیالات محاسباتی است.

۵-۱) طراحی هندسی

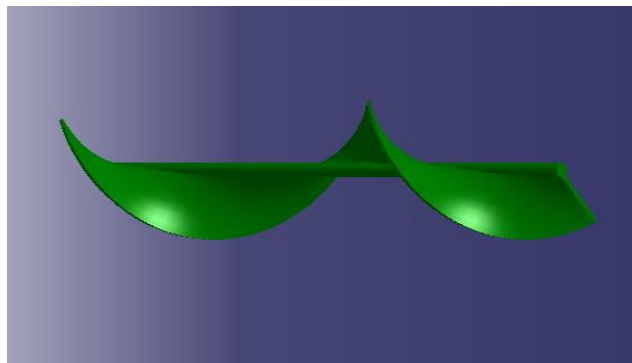
گام اول در طراحی یک توربوماشین با این روش و به صورت عمومی تر هر تحلیل عددی، مدلسازی هندسی مسئله است. توربین هیدروکوئل به دلیل ویژگی های هندسی خاصی که دارد، نیاز به طراحی دقیق مخصوصاً در پروفیل پره دارد. برای این منظور هندسه پره آن به کمک اسپلاین^۱ مدلسازی می گردد. از آنجا که در نرم افزار های طراحی امکان ورود تابع دقیق مطابق خواست کاربر در بحث اسپلاین ها فراهم نیست، از روش دیگری استفاده می شود. برای این کار ابتدا با فرمول ذیل (۲۸)

^۱ Spline

$$X = R\sin(t), \quad Y = R\cos(t), \quad Z = L\left(1 - \left(\frac{t}{N\pi}\right)^m\right), \quad t = l_{\text{shaft}} \frac{N\pi}{L}$$

که در آن X و Y و Z مختصات فضایی پره، R شعاع پره، L طول شافت که پره روی آن سوار می شود، l_{shaft} محلی که هم اکنون در روی شفت در آنجا قرار داریم برای بدست آوردن مختصات، N تعداد پره، m تعداد دور شفت و t متغیر پرامتریک است. معادله حاکم بر پروفیل سه بعدی پره استخراج می گردد، سپس با نرم افزار **MATLAB** با فرمول های بالا مسیر پره برای تعداد نقاط کافی نقطه محاسبه می شود (در این پروژه ۱۰۰۰ نقطه).

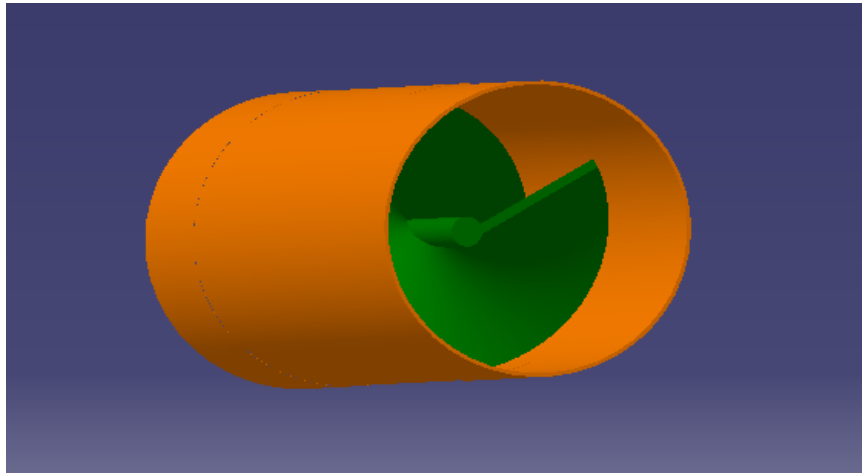
نرم افزار **CATIA** دارای این قابلیت می باشد که به وسیله نرم افزار اکسل تعداد دلخواه نقاط گرفته و با این نقاط خطوط بسازد. بعد از ساختن پیچ پره با نرم افزار و حجم دادن به آن و اضافه کردن شفت شکل ۱-۵ حاصل می شود.



شکل ۱-۵ مدل سازی پره توربین

گام بعدی مدلساز اضافه کردن پوسته بیرونی و مجراهای ورودی و خروجی توربین اسکرو است. 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. محفظه بیرونی توربین اسکرو استوانه ای با شعاعی اندکی بیش از مجموع شعاع محور و ارتفاع پره ها تا لقی شعاعی مورد نیاز برای دوران پره ایجاد گردد. البته در این طراحی فاصله میان پره و پوسته را متغیر در نظر

گرفته ایم و حتی در بعضی مواقع صفر که علت این امر در آینده ذکر خواهد شد. شکل نهایی حاصل شکل زیر خواهد بود.

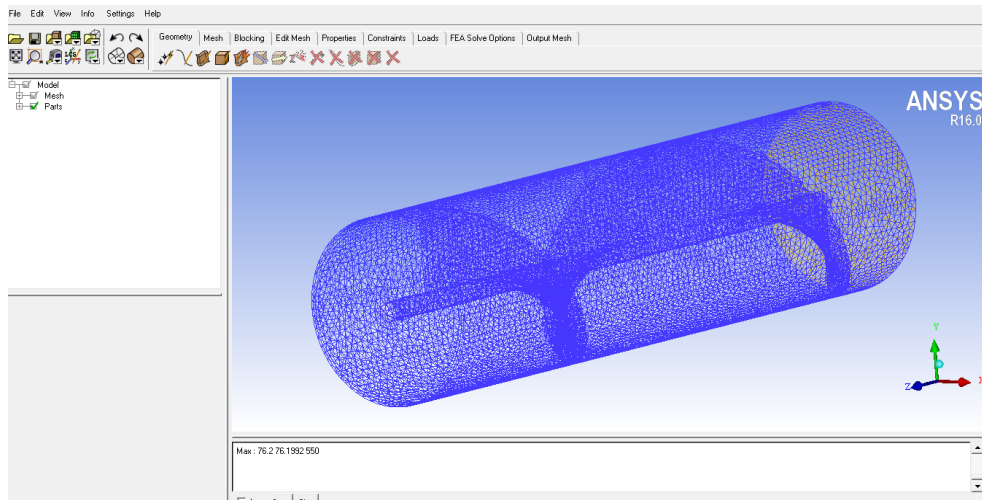


شکل ۵-۲ مدل سازی اولیه توربین

۵-۲) 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 (۲۹). 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. بنابراین باید بین استفاده از شبکه با اندازه کوچک و بزرگ تعادل برقرار نمود. عناصر کوچکتر می توانند نزدیک دیوارو یا نواحی پراهمیت تر بکار گرفته شوند و در نواحی با اهمیت کمتر می توان اندازه شبکه را افزایش داد. به این فرآیند اصطلاحاً بکارگیری **Size Function** می گویند (۳۱،۳۰). 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.

عمل مش بندی با نرم افزار ICEM CFD انجام شده که در زیر می توان شکل این نرم افزار را بعد از مش بندی مشاهده کرد.



شکل ۳-۵ مش بندی توربین

تعداد مش های در این مدل هفتصد هزار تا بوده که البته همان گونه که مشخص است مش ها در اطراف پره دارای چگالی بیشتری می باشند. قابل ذکر در لایه مرزی از نوع مش Prism استفاده شده است. (۳۱)

تعداد هفتصد هزار مش بر این اساس انتخاب شد که ، روند حل از تعداد مش های دویست هزار شروع و تا تعداد نهصد هزار افزایش یافت که در مقایسه انجام شده مقدارهای : توان خروجی ، کشتاور و نشتی بین تعداد مش های هفتصد هزار ، هشتصد هزار و نهصد هزار تفاوت چندانی نداشت که برای کاهش زمان محاسبه تعداد مش هفتصد هزار انتخاب شد .

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 مدل سازی 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 شبکه‌های بی سازمان از نتایج خوبی برخوردار نیست، در این مطالعه از روش دوران قاب مرجع استفاده می‌شود (۳۱).

میدان سرعت در این روش نسبت به قاب مرجع مدور فرمول بندی می‌شود و بنابراین دو ترم شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز به معادله بقای مومنتوم اضافه می‌گردد. معادله تغییر یافته جرم و مومنتوم به شرح زیر است. (۳۲)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad 2-5$$

۳-۵

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

در معادله \vec{v}_r بردار سرعت نسبی سیال، ρ چگالی سیال، ω بردار سرعت زاویه‌ای، p فشار، $\vec{\tau}_r$ 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 مدلسازی اغتشاش روش‌های بسیاری وجود دارد. یکی از این روش‌ها که در جریانات داخلی و سطح آزاد بهترین جواب را ارائه می‌دهد روش $K - \omega$ می‌باشد. (۳۳)

در انسیس فلونت مدل استاندارد $k - \omega$ بر اساس مدل $k - \omega$ ویلکس می‌باشد، که تغییرات اثرات عدد رینولدز پایین، تراکم پذیری و جریان برشی پاششی را باهم ترکیب می‌کند. یکی از نقاط ضعف مدل ویلکس حساسیت به حل k و ω خارج از لایه برشی می‌باشد (حساسیت نسبت به جریان آزاد). هنگامی که رابطه‌های جدید در انسیس فلونت اجرا شود، این وابستگی‌ها کاهش داده می‌شود. اما همچنان اثرات قابل توجهی در حل، به خصوص برای جریان‌های برشی آزاد وجود دارد.

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

معادلات انتقال در این روش به شرح زیر است:

انرژی جنبشی مغشوش (k) و ضریب پراکندگی مخصوص (ω) از روابط انتقال زیر بدست می آیند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad ۴-۵$$

و همچنین

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad ۵-۵$$

در این روابط G_k نشان دهنده انرژی جنبشی مغشوش تولیدی که ناشی از سرعت محرکه اصلی می باشد. G_ω نشان دهنده ω تولیدی، و Γ_k و Γ_ω به ترتیب نشان دهنده نشر مؤثر ω و k می باشد. Y_ω و Y_k نشان دهنده اتلاف k و ω که ناشی از جریان مغشوش است، می باشد. همه روابط بالا در پایین شرح داده شده اند. S_ω و S_k روابط اصلی تعریف شده اند.

نشرهای مؤثر برای مدل $k - \omega$ به صورت زیر می باشد:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad ۶-۵$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad ۷-۵$$

که در این روابط σ_k و σ_ω به ترتیب اعداد پرانتل مغشوش برای k و ω می باشد. μ_t ویسکوزیته مغشوش از ترکیب k و ω به دست آمده است، که به صورت زیر می باشد:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad ۸-۵$$

ضریب α^* ویسکوزیته اغتشاشی را کاهش می دهد که باید اصلاح عدد رینولدز پایین می شود. این ضریب به صورت زیر می باشد:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad ۹-۵$$

که در آن

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad ۱۰-۵$$

$$R_k = 6 \quad ۱۱-۵$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad ۱۲-۵$$

$$\beta_i = 0.072 \quad ۱۳-۵$$

$\alpha^* = \alpha_\infty^* = ۱$ ، $k - \omega$ مدل برای اعداد رینولدز بالا برای مدل می باشد.

رابطه G_k نشان دهنده انرژی جنبشی مغشوش تولیدی می باشد. از معادله دقیق برای انتقال k ، این رابطه ممکن است به صورت زیر تعریف شود:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad ۱۴-۵$$

G_k در یک روش سازگار با فرضیه بوزینسک ارزیابی می شود:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad ۱۵-۵$$

که در آن S ضریب نرخ تانسور کششی اصلی می باشد که مانند روشی که در مدل $k - \varepsilon$ آمده است تعریف می شود:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad ۱۶-۵$$

تولید ω به صورت زیر می باشد:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad ۱۷-۵$$

ضریب α به صورت زیر می باشد:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t / R_\omega}{1 + Re_t / R_\omega} \right) \quad ۱۸-۵$$

که در آن $R_\omega = 2.95\alpha^*$ و Re_t از روابط α^* بدست می آیند.

توجه داشته باشید که در اعداد رینولدز بالا برای مدل $k - \omega$ ، $\alpha = \alpha_\infty = ۱$ می باشد.

اتلاف k به صورت زیر می باشد:

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad ۱۹-۵$$

در جایی که

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & , \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & , \chi_k > 0 \end{cases} \quad ۲۰-۵$$

در جایی که

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad ۲۱-۵$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \xi^* F(M_t)] \quad ۲۲-۵$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_{\beta})^4}{1 + (Re_t/R_{\beta})^4} \right) \quad ۲۳-۵$$

$$\xi^* = 1.5 \quad ۲۴-۵$$

$$R_{\beta} = 8 \quad ۲۵-۵$$

$$\beta_{\infty}^* = 0.09 \quad ۲۶-۵$$

که در آن Re_t از روابط α^* بدست می آید.

اتلاف ω به صورت زیر می باشد:

$$Y_{\omega} = \rho \beta f_{\beta} \omega^2 \quad ۲۷-۵$$

که در آن

$$f_{\beta} = \frac{1+70\chi_{\omega}}{1+80\chi_{\omega}} \quad ۲۸-۵$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad ۲۹-۵$$

$$\chi_{\omega} = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta_{\infty}^*\omega)^3} \right| \quad 30-5$$

نرخ تانسور کششی (S_{ij}) به صورت زیر تعریف می شود:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad 31-5$$

همچنین

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \xi^* F(M_t) \right] \quad 32-5$$

β_i^* و $F(M_t)$ به ترتیب در رابطه های و تعریف می شوند.

رابطه تراکم پذیری $F(M_t)$ به صورت زیر تعریف می شود:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & , M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & , M_t > M_{t0} \end{cases} \quad 33-5$$

که در آن

$$M_t^2 \equiv \frac{2k}{\alpha^2} \quad 34-5$$

$$M_{t0} = 0.25 \quad 35-5$$

$$\alpha = \sqrt{\gamma RT} \quad 36-5$$

توجه داشته باشید که در اعداد رینولدز بالا برای مدل $k - \omega$ ، $\beta_i^* = \beta_{\infty}^*$ و برای حالت تراکم ناپذیر به صورت $\beta^* = \beta_i^*$ می باشد.

ثابت های مدل عبارتند از:

$$\alpha_{\infty}^* = 1, \alpha_{\infty} = 0.52, \alpha_0 = \frac{1}{9}, \beta_{\infty}^* = 0.09, \beta_i = 0.072, R_{\beta} = 8 \quad 37-5$$

$$R_k = 6, R_{\omega} = 2.95, \xi^* = 1.5, M_{t0} = 0.25, \sigma_k = 2, \sigma_{\omega} = 2 \quad 38-5$$

با فرض جریان کاملاً توسعه یافته در ورودی، شرایط مرزی با معادلات تجربی زیر مدل‌سازی می‌شود.

$$\frac{\bar{u}}{U} = (1 - r/R)^{1/n} \quad 39-5$$

$$n = -1.7 + 1.8 \ln Re_U \quad 40-5$$

\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 می‌شود. این پارامتر به صورت عادی ۱۰ درصد در نظر گرفته می‌شود. در مدل‌سازی توربین اسکرو نیز قطر هیدرولیکی همان قطر محفظه بیرونی است. این قطر برای محاسبه طول اغتشاش بکار رفته در معادلات $k - \varepsilon$ استفاده می‌شود.

$$l = 0.07 D_H \quad 41-5$$

k و ε نیز از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$k = \frac{2}{3} (u_{ave} l)^2 \quad 42-5$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad 43-5$$

معادلات برای مدل‌سازی اغتشاش جریان در سطوح ورودی و خروجی به کار می‌رود. محفظه توربین نیز با فرض عدم لغزش مدل‌سازی خواهد شد و دیوارها از نظر هیدرولیکی هموار در نظر گرفته می‌شوند. برای محاسبه تنش برشی در دیواره قانون دیواره اعمال می‌گردد. (۳۴)

$$\frac{u_p u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{k} \ln \left(E \frac{\rho u^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B \quad 44-5$$

$$u^* = C_\mu^{3/4} k^{1/2} \quad 45-5$$

$$\Delta B = \frac{1}{k} \ln(f_r)$$

۴۶-۵

u_p سرعت میانگین سیال در نود نزدیک دیواره است. u^* سرعت اصطکاکی، τ_w تنش برشی در دیواره، E ثابت تجربی و y_p فاصله از دیواره است.

فصل ششم

نتایج و جمع بندی

۶-۱) مقدمه

نتایج به دست آمده از این پروژه که برای یک توربین با گام ثابت و یک ونیم دور پره به دور شفت می باشد در سه بخش مختلف ارائه خواهد شد.

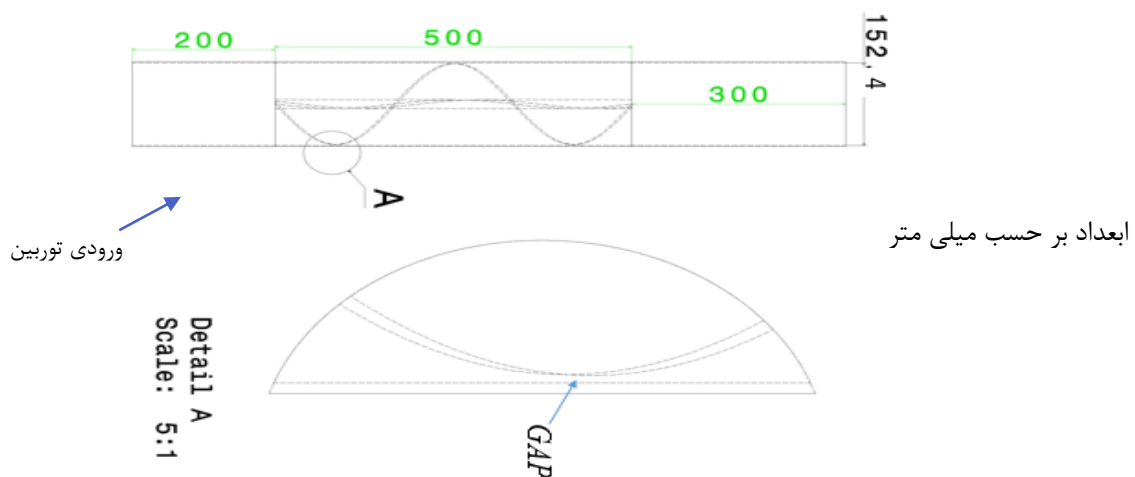
بخش اول که توربین در سرعت ثابت ۷۵۰ دور بر دقیقه فاصله میان پره و پوسته با کوچک کردن پره را افزایش داده و نتایج را بررسی کردیم.

بخش دوم در درزهای مشخص چندین سرعت را بررسی کردیم که به تفصیل در این فصل آمده است.

بخش سوم سعی شده با نصب چندین مانع در جاهای مختلف و تعداد مختلف اثرات آن بر توربین مورد بررسی قرار بگیرد.

۶-۲) نتایج بدست آمده برای سرعت ثابت ۷۵۰ دور در دقیقه

نقشه توربین که با زیاد کردن درز، نشتی را افزایش داده ایم در شکل ۶-۱ آمده است.



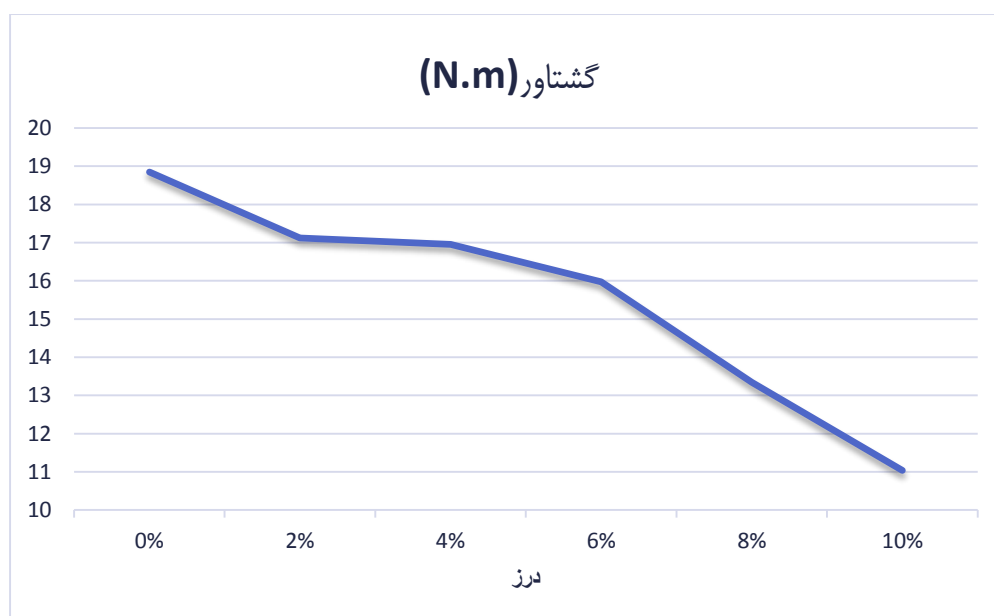
شکل ۶-۱ نقشه توربین

در جدول زیر می توان نتایج بدست آمده را مشاهده کرد.

جدول ۱-۶ درز های مختلف در سرعت 750rpm

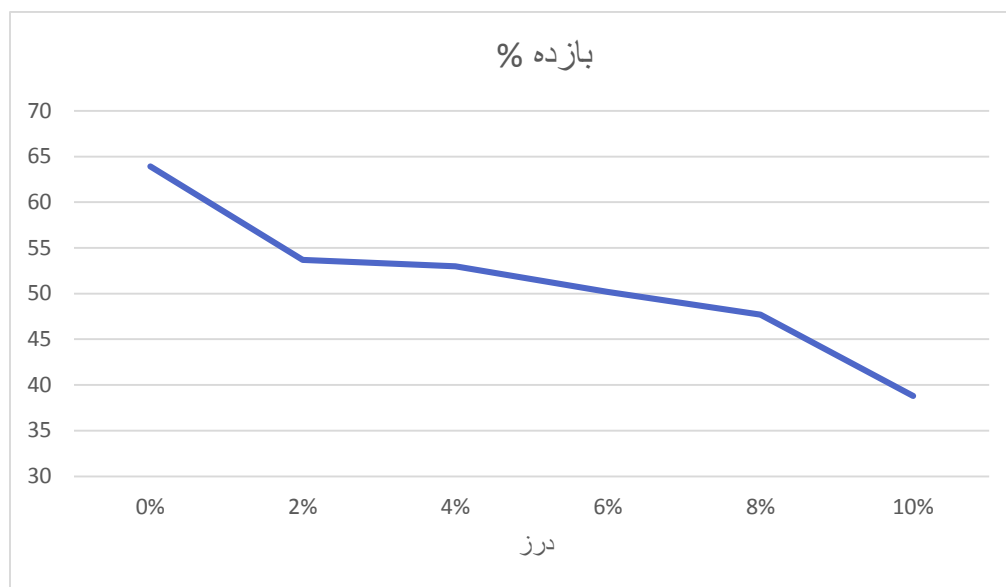
درز	دبی	فشار ورودی	فشار خروجی	هد ^۱	سرعت زاویه ای	گشتاور	توان ورودی	توان خروجی	% بازده
۰%	۰/۱۲۲۶	۴۸۲۴۶	۲۹۳۶۶/۴۹	۱/۹۲۸۰۲۸۰	۷۵۰	۱۸/۸۵۱۱	۲۳۱۴/۶۷۶۹	۱۴۷۹/۸۱۷۴	۶۳/۹۳۱۹
۲%	۰/۱۲۸۹	۴۸۲۵۶	۲۹۵۳۴/۸۴	۱/۹۸۳۳۰۰۸	۷۵۰	۱۷/۱۲۲۷	۲۵۰۳/۳۸۷۵	۱۳۴۴/۱۳۲۱	۵۳/۶۹۲۵
۴%	۰/۱۳۰۱	۴۸۲۵۶	۲۹۶۶۰/۸۶	۱/۹۷۰۴۳۰۶	۷۵۰	۱۶/۹۵۷۲	۲۵۱۲/۰۱۳۸	۱۳۳۱/۱۳۵۹	۵۲/۹۹۰۷
۶%	۰/۱۳۱۷	۴۸۲۵۶	۲۹۹۸۴/۸۱	۱/۹۳۷۳۴۹۲	۷۵۰	۱۵/۹۷۴۵	۲۴۹۸/۹۲۳۷	۱۲۵۳/۹۹۸۷	۵۰/۱۸۱
۸%	۰/۱۳۲۸	۴۸۲۹۴	۳۱۷۵۱/۸۶	۱/۶۸۹۳۴۳۴	۷۵۰	۱۳/۳۴۶۵	۲۱۹۶/۸۶۱۱	۱۰۴۷/۷۰۱۷	۴۷/۶۹۰۸
۱۰%	۰/۱۳۸۴	۴۸۰۳۷	۳۱۹۱۰/۹۶	۱/۶۴۶۸۷۸۳	۷۵۰	۱۱/۰۳۹۶	۲۲۳۲/۹۱۶۱	۸۶۶/۶۱۴۸	۳۸/۸۱۰۹

نمودارهای مربوط این جدول در زیر آمده است.

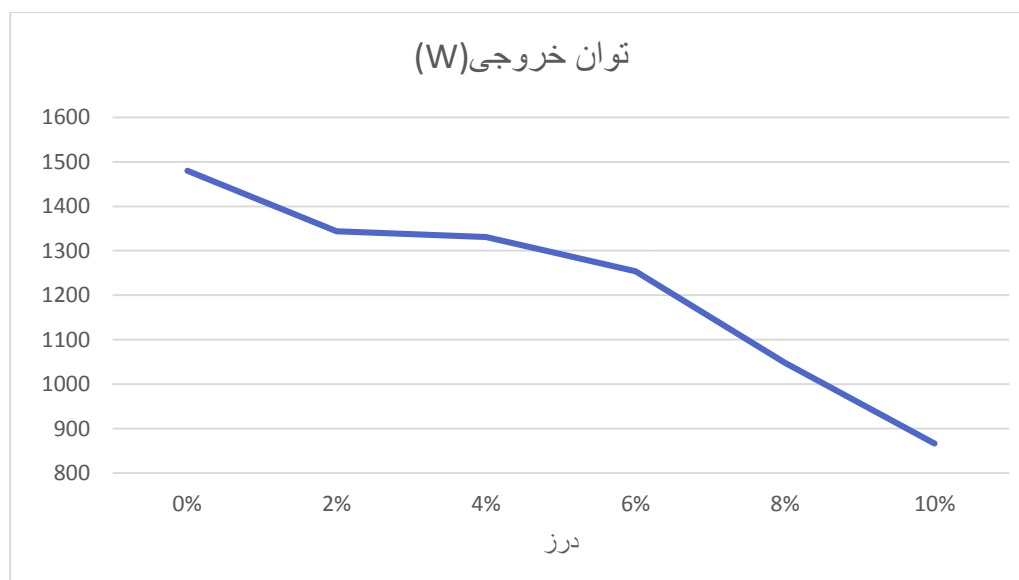


نمودار ۱-۶ گشتاور بر حسب درز برای سرعت ثابت ۷۵۰ دور بر دقیقه

^۱ head



نمودار ۲-۶ بازده بر حسب درز برای سرعت ثابت



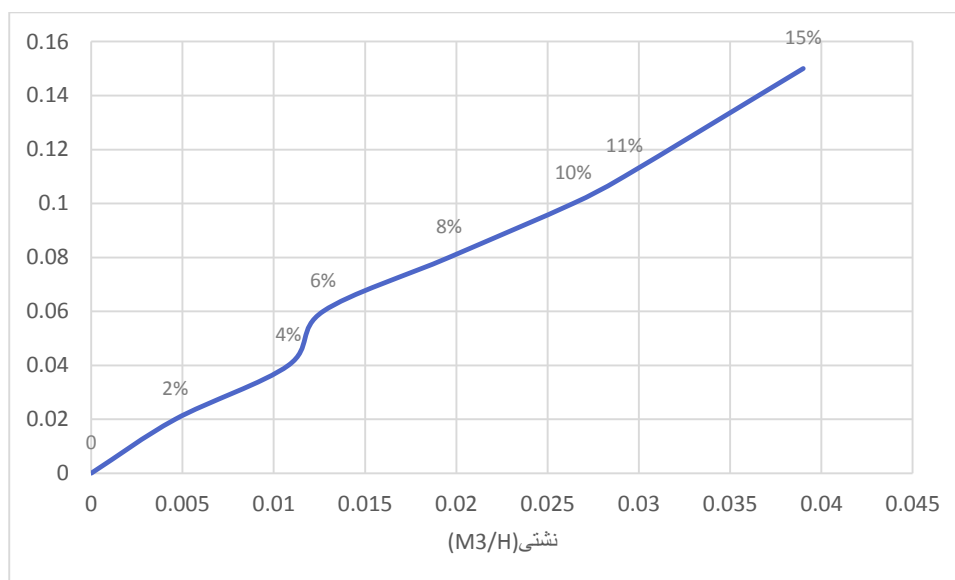
نمودار ۳-۶ توان خروجی بر حسب درز برای سرعت ثابت

در نمودارهای بالا همانطور که مشاهده می شود، طبق انتظار با افزایش درز راندمان، توان خروجی و گشتاور کاهش پیدا کرده ولی نکته قابل تعامل در این نمودار میزان کاهش در آن است که از ۰ تا ۲٪ میزان کاهش شیب تندی و این شیب در فاصله ۲٪ تا ۶٪ شیب کمتر و از ۶٪ درصد مجدد شیب تندی خواهد داشت و می توان این نتیجه را گرفت که اگر بر حسب محدودیت های ساختی چند حالت درز مورد نظر بود می توان بهترین حالت را انتخاب کرد.

حال میزان نشتی را در درز های مختلف بررسی کرده ، برای محاسبه این مقدار مقدار دبی عبوری کل را از دبی که از پشت پره عبور می کند کم کرده. مقادیر بدست آمده در جدول و نمودار زیر مشخص است.

جدول ۶-۲ مقادیر نشتی برای درز های مختلف در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه

درز	۰%	۲%	۴%	۶%	۸%	۱۰%	۱۱%	۱۵%
نشتی ^۱	۰	۰/۰۰۴۶	۰/۰۱۰۸	۰/۰۱۲۷	۰/۰۱۹۶	۰/۰۲۶۴	۰/۰۲۹۲	۰/۰۳۹۰



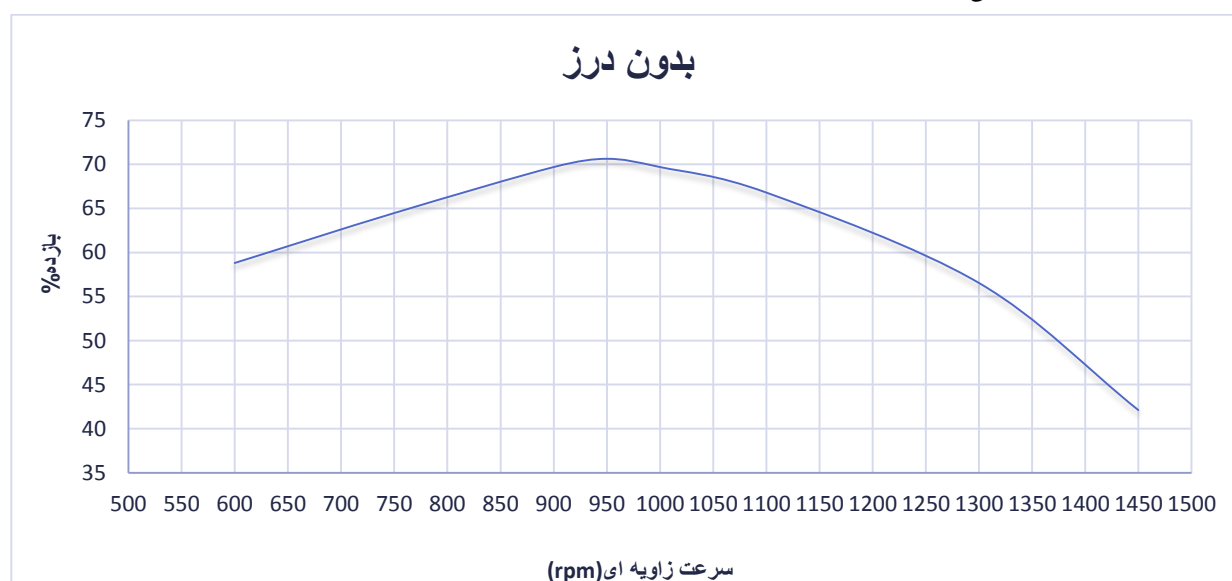
نمودار ۶-۸ مقادیر نشتی برای درز های مختلف در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه

^۱ leakage

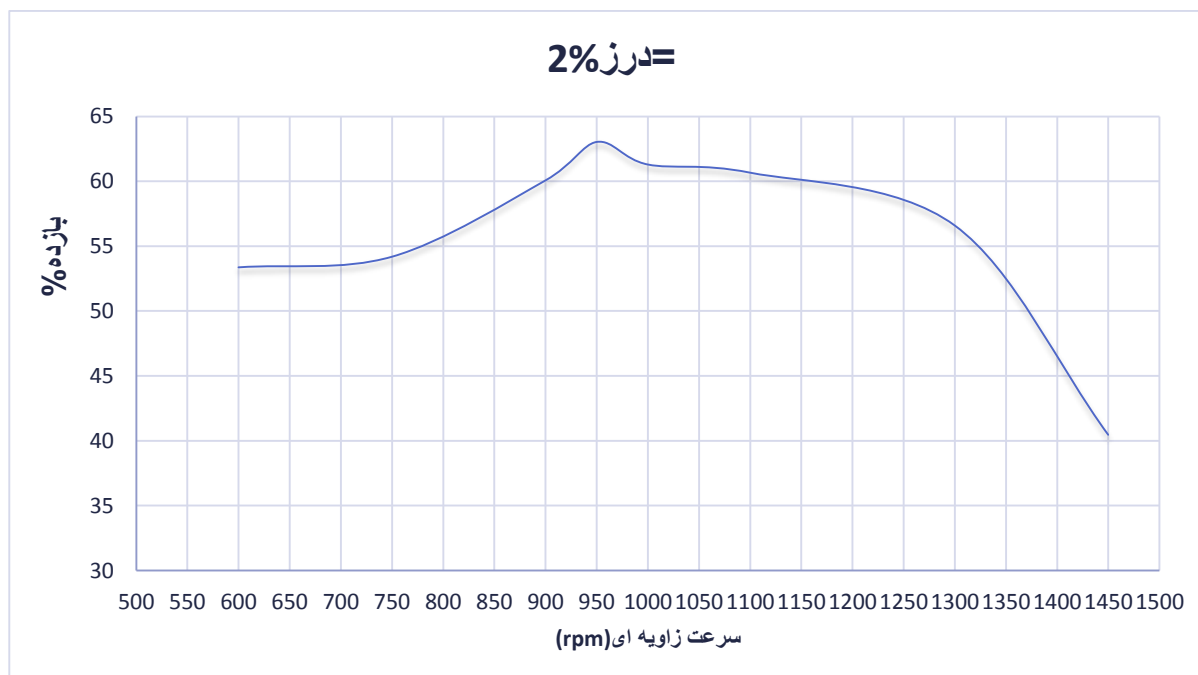
۳-۶) سرعت های مختلف برای درز ثابت

۱-۳-۶) بررسی درز های مختلف در چندین سرعت

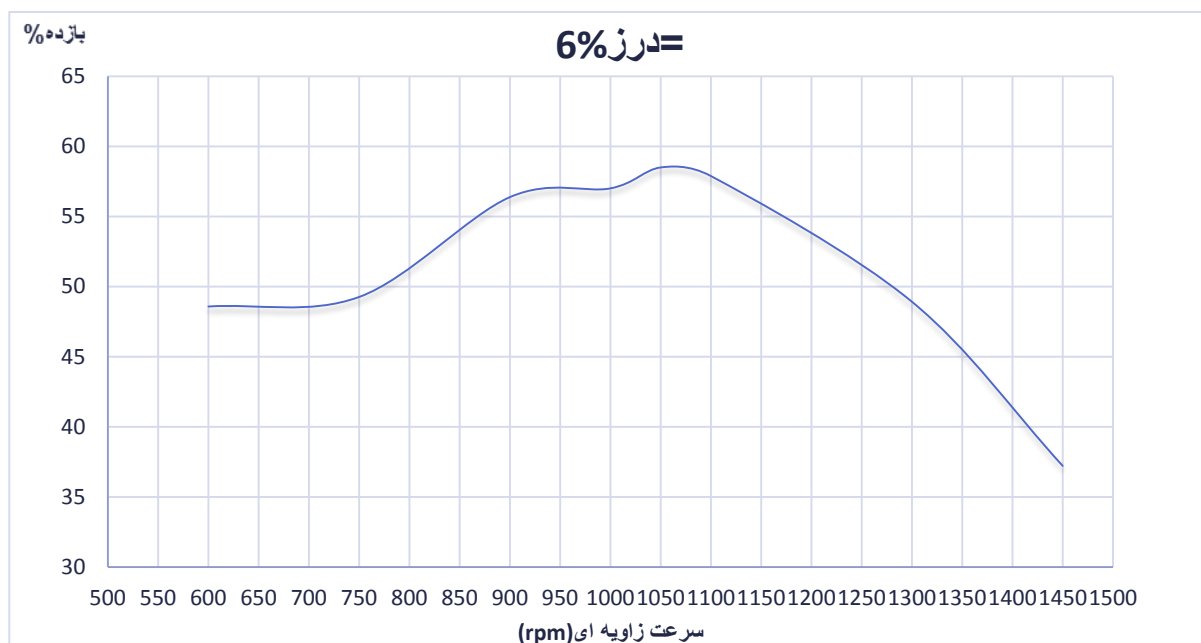
در این بخش برای درز های مشخص چندین سرعت مختلف محاسبه شده است که نمودارهای آن در ذیل آمده است.



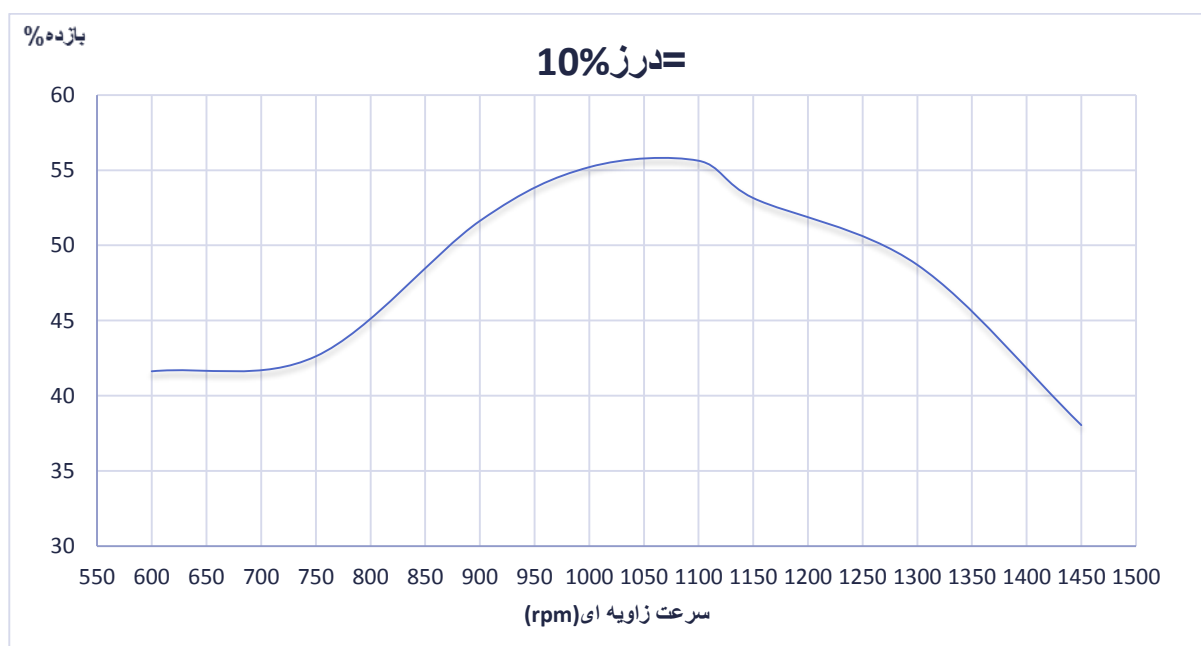
نمودار ۶-۴ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت بودن درز



نمودار ۶-۵ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۲٪



نمودار ۶-۶ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۶٪



نمودار ۶-۷ نمودار بازده بر حسب سرعت های مختلف برای حالت درز ۱۰٪

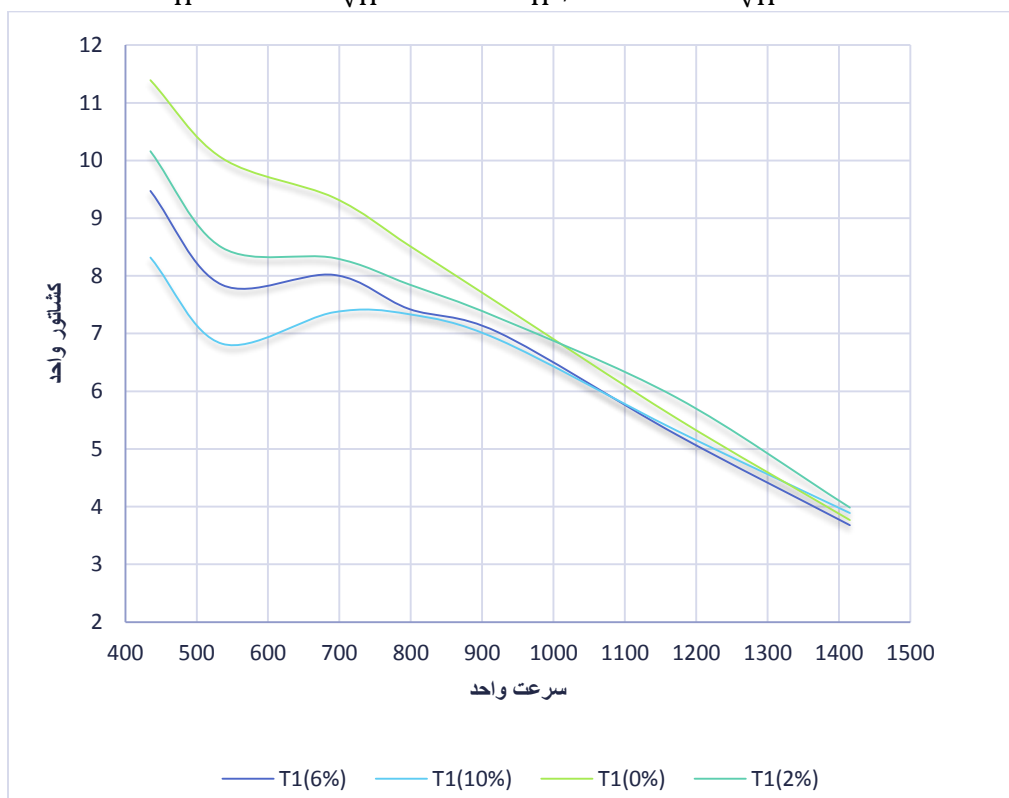
نکته قابل اهمیت در نمودارهای بالا این هست که با افزایش درز ، سرعت ای که بازده ماکزیمم می شود افزایش پیدا می کند، مثلا در درز ۲٪ سرعتی که بازده ماکزیمم است ۹۵۰ دور بر دقیقه در حالی در درز ۱۰٪ این سرعت به بیش از ۱۱۰۰ دور بر دقیقه افزایش پیدا می کند.

۶-۳-۲) نمودارهای بی بعد

برای بی بعد سازی پارمترهای مورد نیاز با فرمول های ذیل بی بعد شده اند:

زیر نویس ۱ برای پارمترها نشانگر بی بعد بودن آن هست.

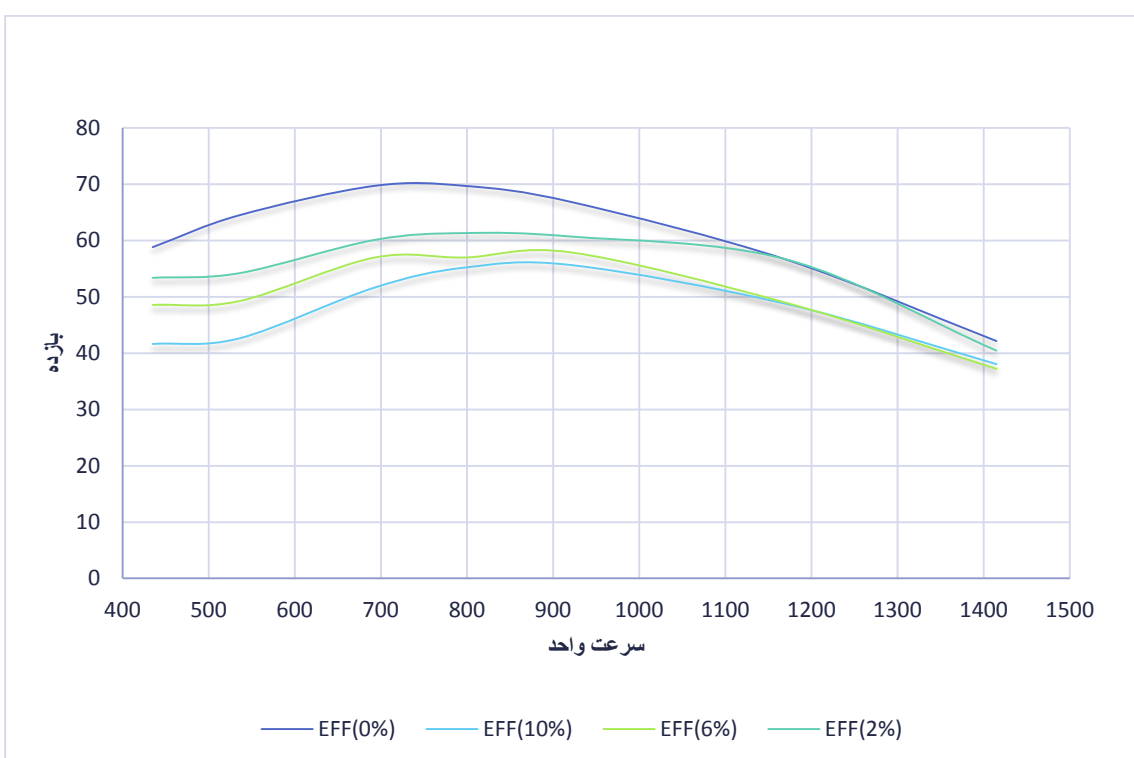
$$T_1 = \frac{Turqe}{H}, N_1 = \frac{w}{\sqrt{H}}, P_1 = \frac{P_{outflow}}{H^{3/2}}, Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad 1-6$$



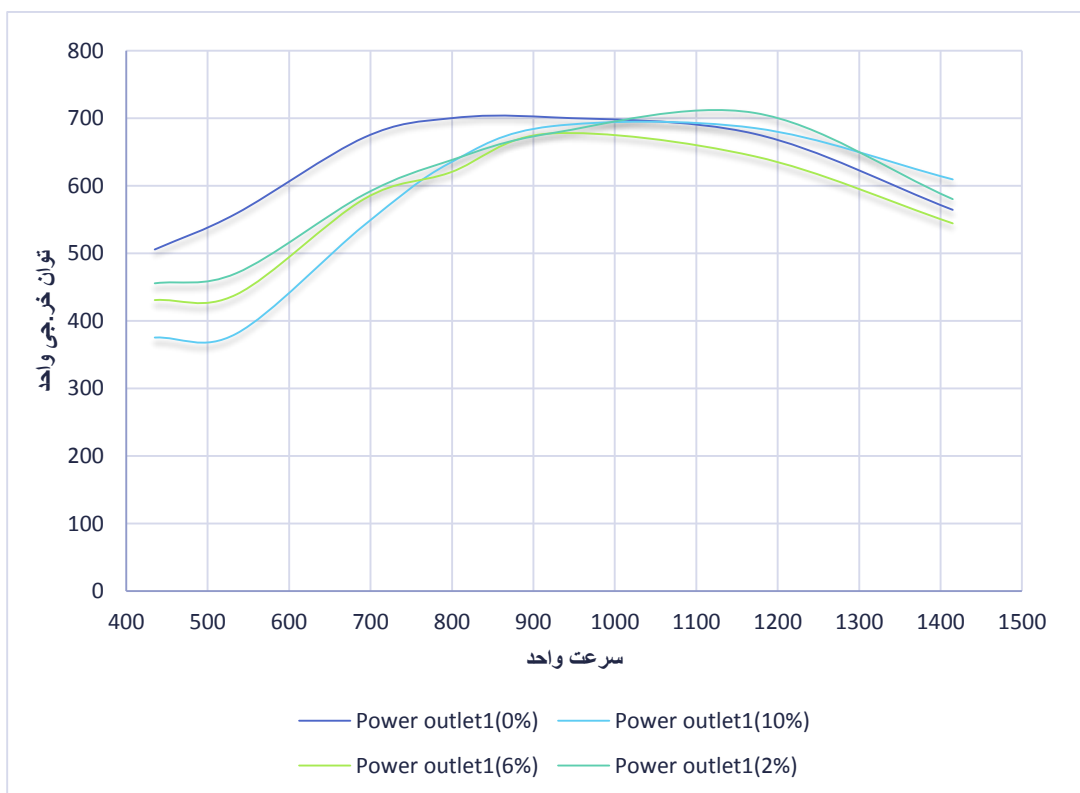
نمودار ۸-۶ نمودار گشتاور بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز



نمودار ۶-۹ نمودار دبی بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز



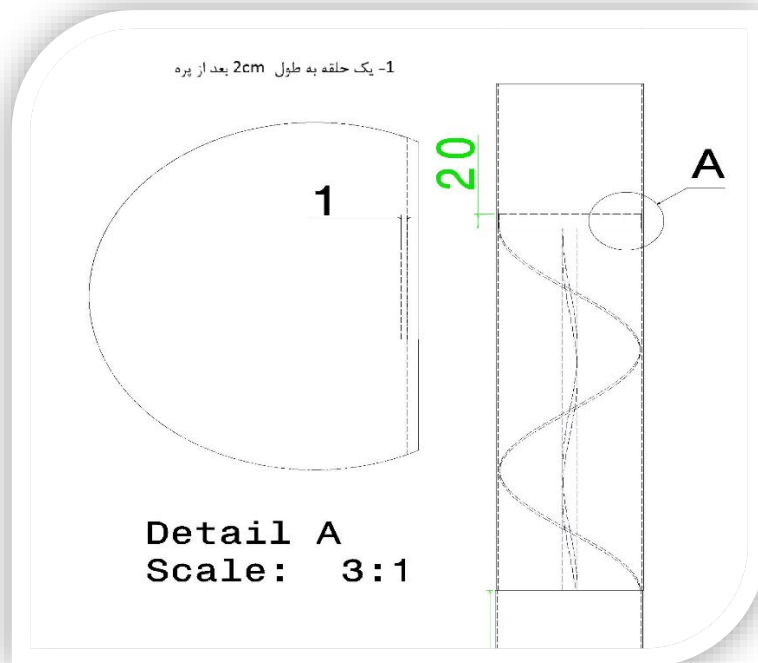
نمودار ۶-۱۰ نمودار بازده بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز



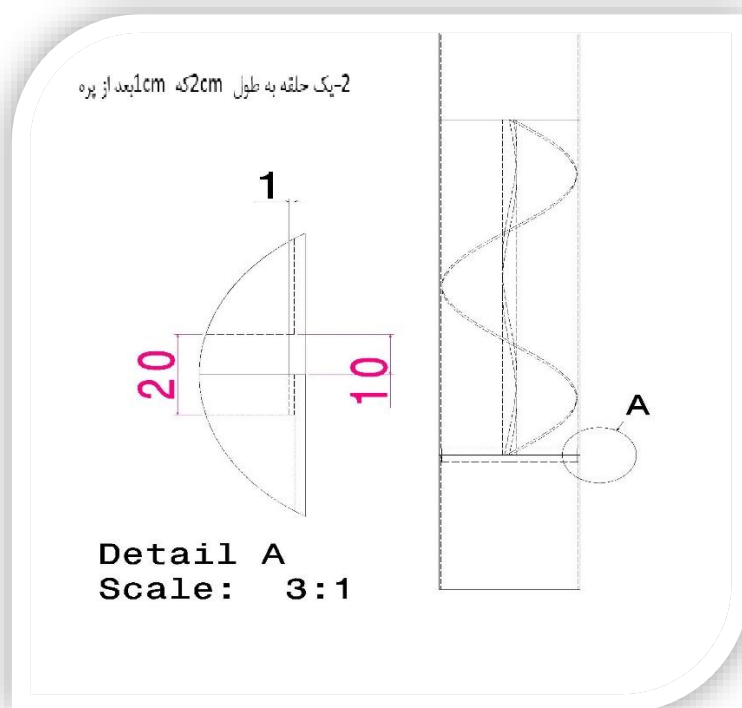
نمودار ۶-۱۱ نمودار توان خروجی بی بعد بر حسب سرعت بی بعد برای چهار حالت درز

۴-۶) نصب موانع نشتی در مکان های مختلف توربین

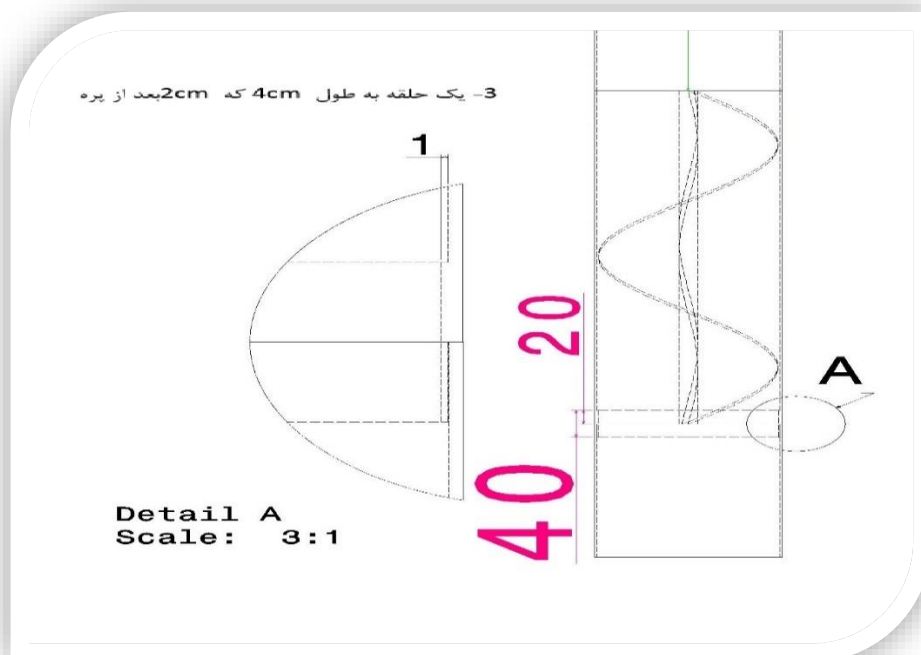
در این بخش با نصب یک یا چند حلقه ، به طوری که این حلقه به پوسته چسبیده و بخشی از فضای خالی میان پره و پوسته را پر می کند. در نقشه های زیر می توان به خوبی موقعیت حلقه و ابعاد آن را مشاهده کرد.



نمودار ۶-۱۲ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین

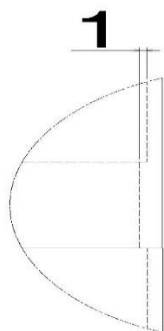


نمودار ۶-۱۳ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر که ۱ سانتی متر از انتهای توربین بیرون است.

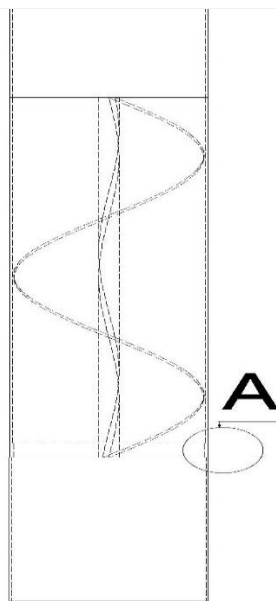


نمودار ۶-۱۴ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۴ سانتی متر که ۲ سانتی متر از انتهای توربین بیرون است.

4- یک حلقه به طول 2cm که کامل در انتهای توربین

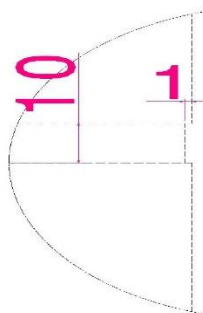


Detail A
Scale: 3:1

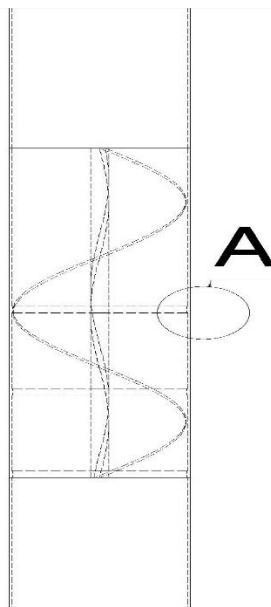


نمودار ۱۵-۶ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین

5- سه حلقه به طول 1cm که از انتهای توربین تا مرکز توربین

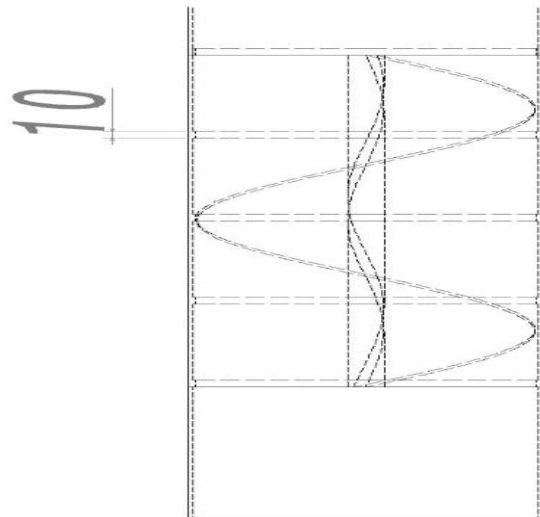


Detail A
Scale: 3:1

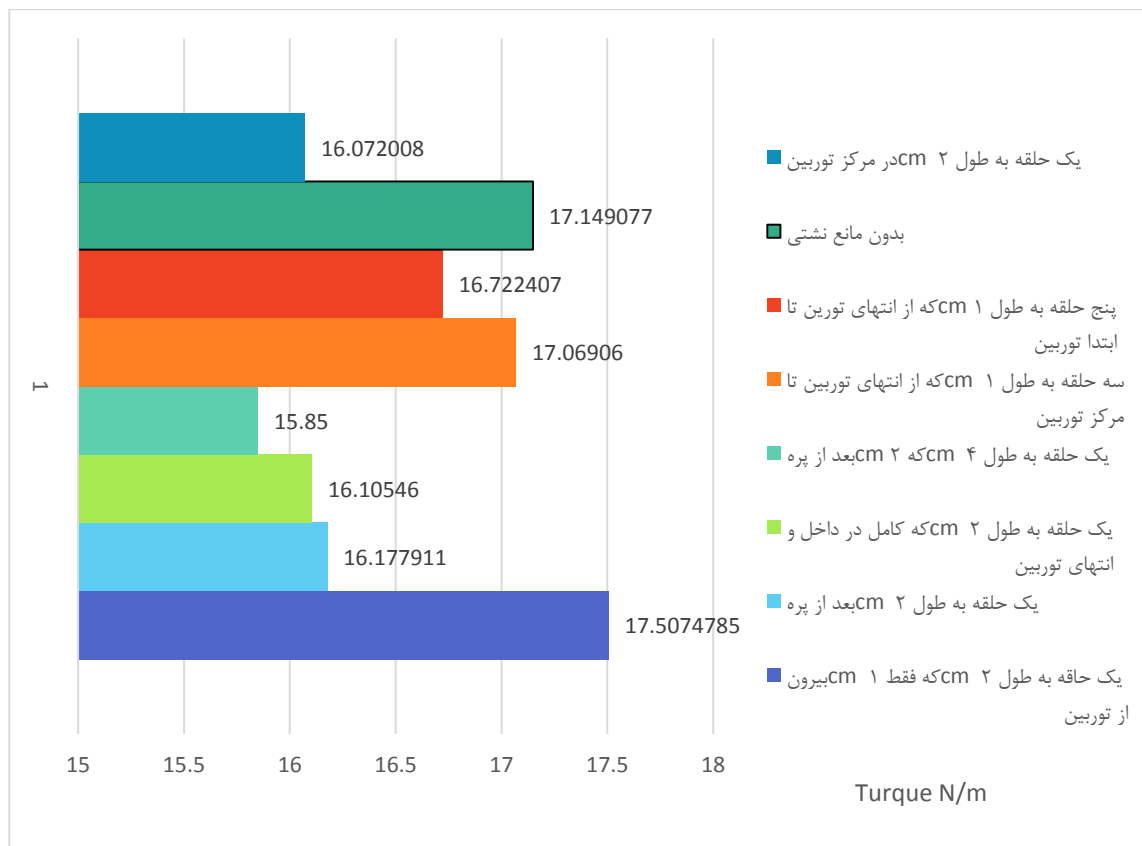


نمودار ۱۶-۶ نقشه توربین با مانع نشتی به طول سانتی متر در وسط توربین

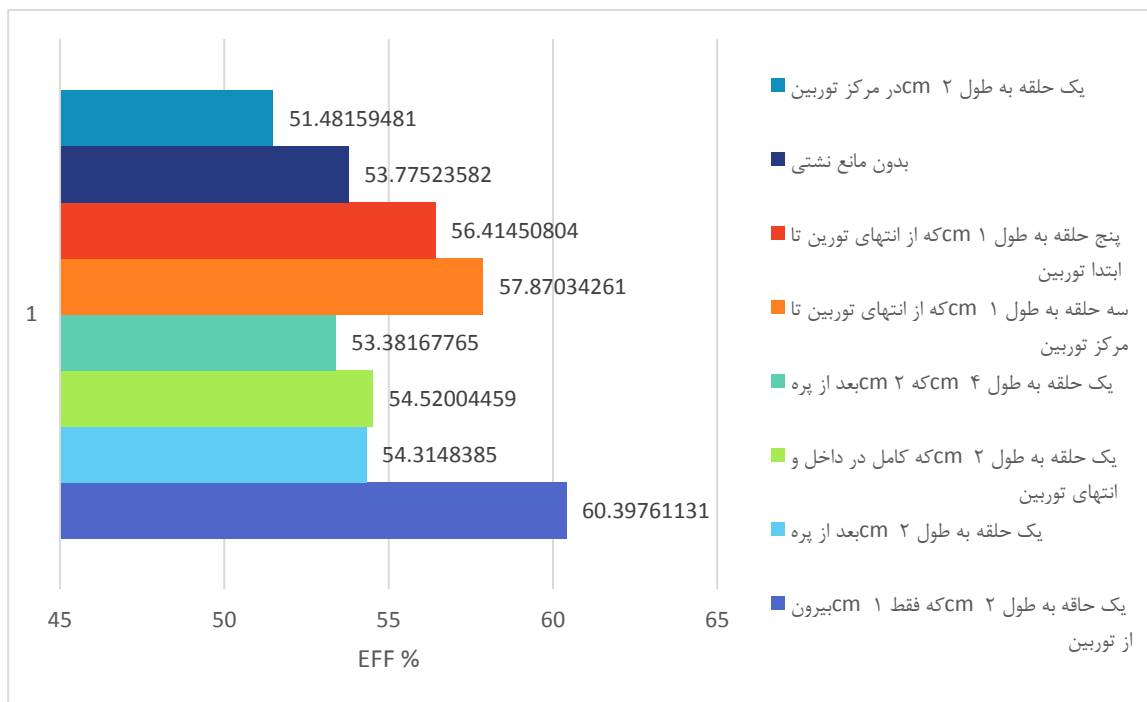
6- پنج حلقه به طول 1cm که از انتهای توربین تا ابتدا توربین



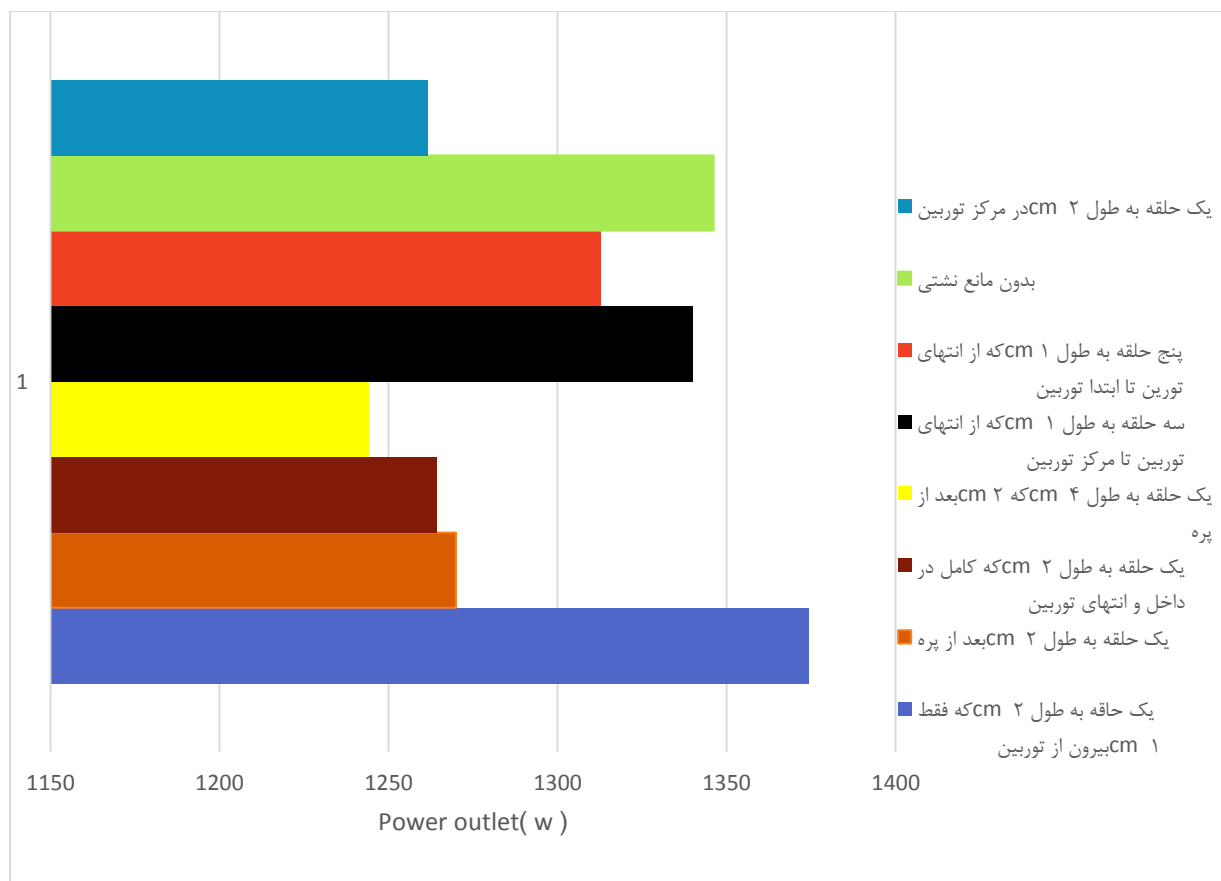
نمودار ۶-۱۵ نقشه توربین با مانع نشتی به طول ۲ سانتی متر در انتها بیرون توربین



نمودار ۶-۱۶ نمودار گشتاور برای مانع نشتی



نمودار ۶-۱۷ نمودار بازده برای مانع نشتی



نمودار ۶-۱۸ نمودار توان خروجی برای مانع نشتی

۶-۵) بحث و نتیجه گیری

از نتایج بدست آمده از نمودارهای ارایه شده در این فصل موارد زیر قابل حصول است:

۱. بهترین راه برای از بین بردن نشتی استفاده از پوسته متحرک متصل به پره است که بتواند با پره بچرخد و نشتی به حداقل برسد، البته این موضوع مشکلاتی همچون افزایش وزن پره و مشکلات زیاد در ساخت چنین پره ای را به دنبال دارد.
۲. با افزایش فاصله میان پره و پوسته، نشتی افزایش یافته و راندمان توربین افت میکند، ولی نکته قابل توجه این است که این میزان در چه فواصلی به طور ناگهانی راندمان کاهش می یابد یا باید در طراحی تا حد امکان از این نقاط دوری کرد.
۳. برای یک توربین با ابعاد مشخص هرچه درز زیاد شود، مقدار سرعت چرخشی پره که در آن راندمان و گشتاور ماکزیمم است افزایش می یابد.
۴. نصب موانع برای کاهش جریان نشتی در همه حالت مفید نیست، که به محل نصب، طول آن و اینکه به چه اندازه از انتهای پره به سمت مجرای خروجی باشد، وابسته است.
۵. محل نصب مانع هر چه به سمت انتها باشد اثر مفید تری برای جریان نشتی و حتی اگر این مانع در ابتدا و وسط توربین باشد حتی می تواند باعث کاهش راندمان و گشتاور گردد.

1. Sayers, A.T., in Hydraulic and compressible flow turbomachines, B.S. Farhanieh, A., Editor. 1946.
2. Shirani, E., Turbomachinery. 2000, Isfahan University of Technology.
3. W.P. Visser, Development of a 3kW Microturbine for CHP Applications. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011. 8.
4. Tung, T., R. Adams, and C. Baraud. Small-Hydro Development Opportunities, Constraints and Technology Outlook", in Proceeding of an IEA Conference on Hydropower
5. Kalish, A., Design of a Micro Turbine for Energy Scavenging from a Gas Turbine Engine. 2001.
6. Shamsaie, A., hydropowerplants. 2004.
7. Tung, T., R. Adams, and C. Baraud, Small-Hydro Development Opportunities, Constraints and Technology Outlook", in Proceeding of an IEA Conference on Hydropower, Energy and the Environment., 1993 Stockholm.
8. hydropowerplants., w.e.c.u.S.
9. آرش حق پرست و مهرداد عدل "ارزیابی فنی - اقتصادی اجرای پروژه‌های برق آبی در مقیاس میکرو به همراه مطالعه موردی در حوزه آبریز رودخانه کردان." پژوهشگاه نیرو، پژوهشکده انرژی و محیط زیست، گروه انرژی‌های نو ایران، ۲۰۰۴.
10. W.R.E.S.a.O.a.C., London, 2001. World Energy Council. 1990-2020.
11. روزنامه همشهری. شهریور ۱۳۸۱: شماره ۲۸۴۲.
12. سالنامه انرژی تهران. سال، ۱۳۸۰.
13. Hosseini, A., Numerical analysis of hydrocoil's turbine with fixed step to extract features Performance. 2015.
14. Doctor Riasi, A., Advanced Hydropower plant. 2008, Department of Mechanical Engineering, University of Tehran.
15. A. Stergiopoulou and V. Stergiopoulos, Greece In The Era of Transition: Archimedean Soft Small Hydropower Development Terra Incognita, in Protection and restoration of the environment XI. 2012.
16. Water Power Enterprises Stockport Metropolitan Borough Council, H.F.S., January 2008.
17. Richard J. DeLuca, T.F.t.O.u.U.G.M.-H.O.T.H.T., January 17, 2012.
18. William Christopher Schleicher, Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydroturbine, Thesis for degree of master of science. 2012, Lehigh University.
19. K.V. Alexander, E.P.G., A.M. Fuller, Axial-flow turbines for low head microhydro systems. Elsevier, 2009. Renewable Energy(34): p. 35-47.
20. D. S. Noorbakhsh, A., Turbomachinery, ed. 1. 1999, Tehran University Press. 19-30.
21. Girolamo Cardano, De subtilitate Libri XXI, Basel., 1584.

22. Nagel, G., Archimedean screw pump handbook. Prepared for Ritz-Atro Pumpwerksbau GMBH Roding, Nu"rnberg, Germany., 1968.
23. Brada, K., Wasserkraftschnecke erm"oglicht Stromerzeugung "uber Kleinkraftwerke (Hydraulic screw generates electricity from micro hydropower stations). Maschinenmarkt W"urzburg, Mitteilung 14, 1999: p. 52–56.
24. G. Muller and J. Senior, Simplified theory of Archimedean screws Th"eorie simplifi"ee de la vis d'Archim"ede. Hydraulic Research, 2009. Vol. 47(No. 5): p. 666–669.
25. Marcel Wright, Testing of a 60% pitch Archimedes screw turbine. November 2012, Thesis for degree of master of science, University of Calgary.
26. William Christopher Schleicher, Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydroturbine, Thesis for degree of master of science. 2012, Lehigh University.
27. Ali Raza, Mian Saleem, and Yasir 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).
28. J.D.Anderson, J. Degroote, and D.Gerrard, Computational Fluid Dynamics: An Introduction. 3rd ed. J.F.Wendlt, Eagle river, Springer, 2009.
29. F.Frunzulica and I.C.Andrey, Special Aspect of Triangulation And Mapped Meshing, Fascicle Mechanic, Tribology, Machine Manufacturing Technology. Baia Mare, 2005.
30. guide., G.I.U., 2007.
31. guide., A.I.U., 2009.
32. F.M.White, Viscous Fluid Flow. 2009, Tehran: omide enghelab publication.
33. S.Murakumi and H.N. S.Kato, ,, Numerical prediction of horizontal non-isothermal 3-D jet in room base on $k - \epsilon$ model. ASHRAE tansactions 97, 1991: p. 38-48.
34. G. Iaccarino, Predictions of Turbulent Seperated flow using flow using Commerical CFD Codes. Journal of Fluids Engineering, 2001. vol.123(no.4): p. 8

Abstract

In recent years, efforts have been made by energy researchers and scientists to generate clean energy in the closest distance to the consumers. In addition to generation of renewable, low-cost, environment-friendly energy, low- and medium-head hydro turbines are an unlimited source of energy. Hydrocoil turbines, which are similar to screw turbines in terms of structure but smaller. They are capable of generating an output power of roughly 2kW, sufficient for powering several lamps and electric devices. Hence, the turbine is simple, small-sized and portable.

The leakage between the blades and the casing is one of the major factors in reducing efficiency in all types of axial-flow turbines. This gap necessarily exists between the blade and casing due to design and manufacturing limitations. In the present study, using computational fluid dynamics (CFD) method, efforts were made to either obtain an optimal distance for this gap by assuming a fixed thickness for the outer casing or fully eliminate this phenomenon. Moreover, the effect of level of leakage on the turbine efficiency was investigated, and efforts were made to reduce the leakage by installing flow barriers.

Keywords: Hydrocoil Turbine, Computational Fluid Dynamics (CFD)



Energy Institute For Higher Education

Faculty Of Engineering

Department Of Mechanical Engineering- Energy Conversion

Thesis For

Degree Of Master Of Science (M.Sc)

Title:

Reviews and low leakage current Hydrocoil
turbine

Supervisor:

Yousef Yassi

By:

Sobhan Esmaili

Winter 2016