

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



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

عنوان:

طراحی و تحلیل توربین هیدروکویل با گام ثابت

استاد راهنما:

یوسف یاسی

پژوهشگر:

وحید جباروند

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 می‌رساند آقای وحید جباروند دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد رشته مکانیک، گرایش تبدیل انرژی مقالاتی تحت عناوین زیر را دارد.

عنوان مقاله

بررسی و تحلیل عملکرد توربین هیدروکوئیل با گام ثابت

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 و مادر 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 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 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

تولید انرژی از دیرباز از بزرگترین چالش‌های پیش‌روی جوامع بشری بوده است. بیش از دو قرن است که روش‌های تولید انرژی رو به تکامل می‌باشد. امروزه کمبود انرژی‌های فسیلی، قیمت بالا و آلودگی‌های زیست محیطی عواملی هستند که انرژی‌های پاک را مورد توجه قرار داده‌اند. در دو قرن گذشته، محققین و دانشمندان بخش انرژی، به دنبال این موضوع بوده‌اند که انرژی پاک و تجدیدپذیری را در اختیار مصرف‌کننده قرار دهند. توربین‌های آبی کوچک با هد پایین و متوسط علاوه بر تولید انرژی پاک و ارزان، منبع دائمی برای تأمین انرژی می‌باشد. نسل جدید توربین‌های اسکرو^۱، هیدروکوئل^۲ نامیده شده و این میکرو توربین با الهام از توربین اسکروی ارشمیدس^۳ طراحی شده است. برای این میکرو توربین^۴ برق آبی تولید توان^۵ تا ۲۰ کیلووات پیش‌بینی می‌شود. در این توربین، ژنراتور^۶ 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^۷ در این منطقه یک قیف^۸ برای منحرف کردن جریان قرار گرفته است. به دلیل ساختار این توربین محدوده کارکرد هد و دبی^۹ 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 و به دلیل ساختار استوانه‌ای شکل، مناسب‌ترین توربین برای قرارگیری در چیدمان ماتریس گونه است.

در مطالعه پیش‌رو میکرو توربین هیدروکوئل با گام ثابت و به‌صورت تک پره مورد بررسی قرار گرفته است. این میکرو توربین برای بررسی و مقایسه با مدل گام متغیر طراحی و مورد تحلیل قرار گرفته است. برای تحلیل و بررسی میکرو توربین مذکور از نرم افزار فلوئنت استفاده شده است. این میکرو توربین به‌صورت ۱/۵ دور تک پره طراحی شده که در تحلیل آن دو شرایط در نظر گرفته شده است که عبارتست از:

شرایط هد ثابت؛ با سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ با دامنه تغییرات ۱۲۵ دور بر دقیقه

شرایط دبی ثابت؛ با سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ با دامنه تغییرات ۱۲۵ دور بر دقیقه

واژگان کلیدی: توربین هیدروکوئل، ارشمیدس، میکرو توربین، ژنراتور، قیف خروجی

^۱ Screw Turbine

^۲ Hydrocoil

^۳ Archimedes

^۴ Micro Turbine

^۵ Power

^۶ Generator

^۷ Momentum

^۸ Draft tube

^۹ Flow Rate

فهرست مطالب

چکیده	أ
فهرست مطالب	أ
فهرست اشکال و جداول	ج
فهرست نمودارها	خ
فهرست اعلانم اختصاری	ز
فصل ۱: مقدمه و کلیات	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ انواع توربین‌ها	۳
۳-۱ انواع توربین آبی	۴
۱-۳-۱ توربین کاپلان	۴
۲-۳-۱ توربین فرانسیس	۶
۳-۳-۱ توربین پلتون	۹
۴-۱ تأمین انرژی در مناطق روستایی	۱۲
۵-۱ مزایای نیروگاه‌های برق آبی ریز	۱۶
۶-۱ اجزا و شمای کلی نیروگاه برق آبی خیلی کوچک	۱۷
۷-۱ ارائه دیدگاه‌های مختلف مربوط به هزینه‌های نیروگاه‌های برق آبی میکرو	۱۸
۸-۱ ارزیابی هزینه اجرای پروژه‌های میکروهیدرو در ایران	۱۹
فصل ۲: توربین هیدروکوئل	۲۳
۱-۲ تعریف توربین هیدروکوئل	۲۴
۲-۲ تاریخچه	۲۴
۳-۲ اهمیت موضوع	۳۰
فصل ۳: طراحی و تحلیل یک بعدی توربین	۳۱
۱-۳ روند طراحی توربین محوری	۳۲
۲-۳ تعاریف	۳۸
۳-۳ تحلیل یک بعدی توربین هیدروکوئل	۳۹

فصل ۴: پیشینه تحقیق.....	۴۵
فصل ۵: روش حل و نرم افزار.....	۶۵
۵-۱) طراحی هندسی.....	۶۶
۵-۲) شبکه بندی میدان حل.....	۶۷
فصل ۶: نتایج و نمودارها.....	۷۱
۶-۱) نمودارها با شرایط هد ثابت.....	۷۲
۶-۲) نمودارها با شرایط دبی ثابت.....	۸۱
۶-۳) نمودارهای بی بُعد.....	۹۰
منابع و مأخذ.....	۹۹

فهرست اشکال و جداول

- شکل ۱-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین کاپلان) ۵
- شکل ۲-۱ (توربین کاپلان) ۵
- شکل ۳-۱ (مقطع قائم توربین فرانسيس) ۷
- شکل ۴-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین فرانسيس) ۷
- شکل ۵-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین فرانسيس به طور کامل) ۸
- شکل ۶-۱ (نمای کناری توربین فرانسيس) ۸
- شکل ۷-۱ (توربین تورگو) ۹
- شکل ۸-۱ (توربین بانکی) ۹
- شکل ۹-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین پلتون) ۱۱
- شکل ۱۰-۱ (نمایی از توربین پلتون) ۱۲
- جدول ۱-۱ (مقیاس طبقه‌بندی چند کشور) ۱۵
- شکل ۱۱-۱ (نمایی از اجزای نیروگاه برق‌آبی خیلی کوچک) ۱۸
- جدول ۲-۱ (مشخصات و هزینه‌های تعدادی از نیروگاه‌های میکرو در ایران) ۲۰
- جدول ۳-۱ (مقایسه برق نیروگاه دیزلی و نیروگاه برق‌آبی میکرو) ۲۰
- جدول ۴-۱ (وضعیت نیروگاه‌های برق‌آبی خیلی کوچک و میکرو در کشور) ۲۱
- شکل ۱-۲ (پمپ اسکروی ارشمیدس) ۲۵
- شکل ۲-۲ (توربین تغییر یافته توسط ویترویوس) ۲۵
- شکل ۳-۲ (نمودار مقایسه بازده انواع توربین‌های آبی) ۲۷
- شکل ۴-۲ (نمایی شماتیک از توربین هیدروکوئل به همراه ژنراتور) ۲۸
- شکل ۵-۲ (نمودار کارکرد توربین اسکرو) ۲۸
- شکل ۶-۲ (نمودار کارکرد توربین هیدروکوئل) ۲۹
- جدول ۱-۲ (مقایسه توربین هیدروکوئل با توربین اسکرو) ۲۹
- شکل ۱-۳ (روش نصب و اتصال پره توپی چرخ به رانر) ۳۵
- شکل ۲-۳ (نمودار سرعت رانر) ۳۶
- شکل ۱-۴ (پمپ بلیفورتیس) ۴۶

شکل ۴-۲ (ماشین آگزبورگ)	۴۶
شکل ۴-۳ (ماشین راملی)	۴۶
جدول (۶-۱) محدوده بهترین هد برای بهترین عملکرد توربین هیدروکوئل در سرعت دورانی های مختلف	۸۰
شکل ۶-۱ (نمودار هد بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه)	۸۱
شکل ۶-۲ (نمودار توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه)	۸۲
شکل ۶-۳ (نمودار توان کل تولیدی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه)	۸۳
شکل ۶-۴ (نمودار بازده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه)	۸۴
جدول (۶-۲) محدوده بهترین دبی برای بهترین عملکرد توربین هیدروکوئل در سرعت دورانی های مختلف	۸۹
جدول (۶-۳) روابط بی بعدسازی	۹۰

فهرست نمودارها

- نمودار ۱-۶ (نمودار دبی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۲
- نمودار ۲-۶ (نمودار گشتاور بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).... ۷۳
- نمودار ۳-۶ (نمودار توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه) ۷۳
- نمودار ۴-۶ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی شده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۴
- نمودار ۵-۶ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی نشده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۴
- نمودار ۶-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۵
- نمودار ۷-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی نشده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۵
- نمودار ۸-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)..... ۷۶
- نمودار ۹-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۳۷۵ دور بر دقیقه)..... ۷۶
- نمودار ۱۰-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۷
- نمودار ۱۱-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۶۲۵ دور بر دقیقه)..... ۷۷
- نمودار ۱۲-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)..... ۷۸
- نمودار ۱۳-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۸۷۵ دور بر دقیقه)..... ۷۸
- نمودار ۱۴-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۷۹
- نمودار ۱۵-۶ (نمودار هد بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۸۱

نمودار ۱۶-۶ (نمودار توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۲
نمودار ۱۷-۶ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی شده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۳
نمودار ۱۸-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۴
نمودار ۱۹-۶ (نمودار گشتاور بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۵
نمودار ۲۰-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه).....	۸۵
نمودار ۲۱-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۳۷۵ دور بر دقیقه).....	۸۶
نمودار ۲۲-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۶
نمودار ۲۳-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۶۲۵ دور بر دقیقه).....	۸۷
نمودار ۲۴-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه).....	۸۷
نمودار ۲۵-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۸۷۵ دور بر دقیقه).....	۸۸
نمودار ۲۶-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۸۸
نمودار ۲۸-۶ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه).....	۹۱
نمودار ۲۷-۶ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه).....	۹۱
نمودار ۳۰-۶ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۹۱
نمودار ۲۹-۶ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه).....	۹۱
نمودار ۳۱-۶ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه).....	۹۱
نمودار ۳۲-۶ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه).....	۹۲
نمودار ۳۴-۶ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه).....	۹۲

[illegible]

- نمودار ۵۹-۶ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)..... ۹۷
- نمودار ۶۰-۶ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۹۷
- نمودار ۶۱-۶ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۹۷
- نمودار ۶۲-۶ (نمودار بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)..... ۹۸
- نمودار ۶۳-۶ (نمودار بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)..... ۹۸
- نمودار ۶۴-۶ (نمودار بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)..... ۹۸
- نمودار ۶۵-۶ (نمودار بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۹۸
- نمودار ۶۶-۶ (نمودار بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)..... ۹۸

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 اندازه گیری 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	\bar{V}_r	بردار سرعت نسبی سیال
R	شعاع محفظه بیرونی	E	ثابت تجربی
Re_U	رینولدز بر اساس سرعت بیشینه و قطر هیدرولیکی	β	زاویه پره
η_m	راندمان ترکیبی یاتاقان، شفت، آب بند و انتقال	β_1	زاویه مورد نیاز نسبت به صفحه ایمپلر
π	عدد پی (۳/۱۴۱۵۹)	β_2	زاویه انتهایی پره
γ	وزن مخصوص	δ	زاویه انحراف
τ	تلفات هیدرولیکی	ψ	زاویه نصب پره
$\nabla \cdot \rho \bar{V}_r$	شتاب کوریولیس	α_1	زاویه سیال در ورودی
η_t	بازده هیدرولیکی توربین	α'_1	زاویه پره در ورودی
ρ	چگالی سیال	α_2	زاویه سیال در خروجی
$\bar{\tau}_r$	تانسور تنش برشی	α'_2	زاویه پره در خروجی
τ_w	تنش برشی در دیواره	ω	سرعت دورانی توربین (rad/s)
$Head$	هد	$Power outPut$	توان خروجی
$Torque$	گشتاور	$Power Total$	توان کل تولیدی
$Flow Rate$	دبی حجمی	$Efficiency$	بازده
$Unit Flow$	دبی واحد	$Area$	سطح مقطع
$Unit Speed$	سرعت واحد	$Unit Torque$	گشتاور واحد
$Unit Power$	قدرت واحد	$Eff\%$	بازده

فصل ۱:

مقدمه و کلیات

(۱-۱) مقدمه

واژه‌ی توربین برای اولین بار به وسیله کِلُد بُردین^۱ (۱۷۹۰-۱۸۷۳) در سال ۱۸۲۸ به وجود آمد که از لغت یونانی به معنی چرخنده یا سرگردان مشتق شده‌است. توربین (Turbine) دستگاه مکانیکی دواری است که انرژی موجود در حرکت سیال را به کار تبدیل می‌کند در واقع توربین موتوری چرخنده‌است که می‌تواند از یک سیال انرژی بدست آورد. توربین‌ها یکی از انواع توربو ماشین‌ها می‌باشند که حداقل یک بخش دوار را دارا هستند که به آن روتور^۲ می‌گویند. زمانی که سیال با سرعت مشخص به توربین برخورد می‌کند پره‌های آن به حرکت در می‌آیند. این پره‌ها در زمان حرکت دارای انرژی مکانیکی هستند. پس می‌توان با تبدیل این انرژی به انرژی الکتریکی تولید برق کرد. توربین، نمونه پیشرفته یک آسیاب آبی یا بادی است. ساده‌ترین توربین‌ها یک بخش چرخنده و تعدادی پره دارند که به بخش اصلی متصل شده‌است و سیال به پره‌ها برخورد می‌کند و بدین ترتیب از انرژی ناشی از متحرک بودن آن استفاده می‌کند به عنوان اولین توربین‌ها می‌توان آسیاب بادی و چرخاب را نام برد.

توربو ماشین را به عنوان وسیله‌ای که از جریان پیوسته سیال متحرک انرژی می‌گیرد و یا به آن انرژی می‌دهد، به شکلی که انتقال انرژی ناشی از عمل دینامیکی یک یا چند ردیف تیغه چرخنده باشد، می‌توان تعریف کرد. عمل دینامیکی تیغه‌های چرخنده، نیروهای بین ردیف تیغه‌ها و سیال را تشکیل می‌دهد که در عین حال، مؤلفه این نیروها در راستای حرکت تیغه، سبب انتقال انرژی بین تیغه‌ها و سیال می‌شود.

اگر جریان اساساً محوری و بدون حرکت شعاعی باشد، آنگاه ماشین را به عنوان ماشین جریان محوری می‌توان طبقه‌بندی کرد؛ در صورتی که اگر جریان ذاتاً شعاعی باشد، به عنوان ماشین جریان شعاعی و یا مرکز گریز طبقه‌بندی می‌شود. توربین، ماشینی که با انبساط جریان پیوسته سیال به فشار و یا ارتفاع کم‌تر، توان تولید می‌کند و معمولاً توان خروجی آن بر حسب کیلووات بیان می‌شود.

برای توربین، بازده هیدرولیکی به صورت زیر تعریف می‌شود:

^۱ Claude Burdin

^۲ Rotor

$$\eta_t = \frac{\text{توان اخذ شده}}{\text{توان داده شده}} = \frac{P_r}{P_i} = \frac{P_r}{\rho g Q H} = \frac{T_r \omega (2\pi/60)}{\rho g Q H} \quad (1-1)$$

توربین‌ها برای تبدیل انرژی هیدرولیکی به انرژی الکتریکی به کار می‌روند. هزینه‌های سرمایه‌گذاری برای نیروگاه هیدرولیکی (شامل ساخت مخزن آب، لوله‌کشی‌ها، توربین‌ها، و جز آن ...) بیشتر از نیروگاه‌های حرارتی است ولی آن‌ها امتیازات زیادی دارند که بخشی از آن عبارتند از:

بازده بالا

انعطاف پذیری در کارکرد

سادگی تعمیر و نگهداری

فرسایش و خرابی کم

قابلیت تأمین انرژی پایان‌ناپذیر

عدم آلودگی هوا (۱)

۲-۱) انواع توربین‌ها

- **توربین‌های بخار** : برای تولید برق در نیروگاه‌های حرارتی که از زغال سنگ، نفت و انرژی هسته‌ای استفاده می‌کنند، 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.
- **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 می‌کند. این توربین‌ها طیف وسیعی دارند: از ساده‌ترین چرخ‌های آسیاب تا پیچیده‌ترین توربین‌هایی که در نیروگاه‌های آبی کاربرد دارند.

- **توربین بادی** : توربینی است که برای تبدیل انرژی جنبشی باد به انرژی مکانیکی به کار می‌رود.

۳-۱) انواع توربین آبی

طبقه بندی براساس نوع جریان آب :

- الف) توربین‌های جریان محوری (جریان آب در طول محور) مانند کاپلان^۱
- ب) توربین‌های جریان شعاعی (جریان آب در امتداد شعاع) مانند فرانسیس^۲
- پ) توربین‌های جریان مماسی (جریان آب در جهت مماس) مانند پلتون^۳

طبقه بندی براساس عمل سیال

الف) توربین‌های ضربه ای به صورت پلتون ساخته می‌شوند. وقتی انرژی حاصل از فشار آب در وهله اول به انرژی جنبشی تبدیل شده و سپس آب در فشار اتمسفری پره‌های توربین را می‌چرخاند.

ب) توربین‌های واکنشی به صورت کاپلان، پُرپِلر^۴، فرانسیس ساخته می‌شوند. در این حالت قبل از آن که آب به پره‌ها برخورد کند در اثر نیروی واکنشی تنها قسمتی از انرژی آب به انرژی مکانیکی و الکتریکی تبدیل می‌شود.

۱-۳-۱) توربین کاپلان

توربین کاپلان اساساً برای سدهای با ارتفاع کم بوده و بنابراین همانند توربین فرانسیس برای داشتن خروجی مناسب، نیاز به مقدار زیادی آب برای چرخش دارد. این توربین واکنشی است و مثل توربین فرانسیس دارای مکانیزم ورود و جمع‌آوری آب می‌باشد، با این تفاوت که در توربین فرانسیس آب به صورت شعاعی وارد می‌شود اما در

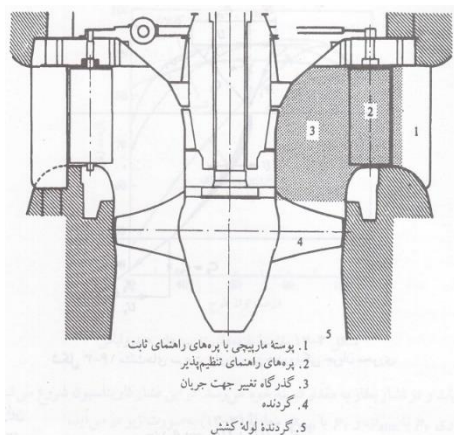
^۱ Kaplan

^۲ Francis

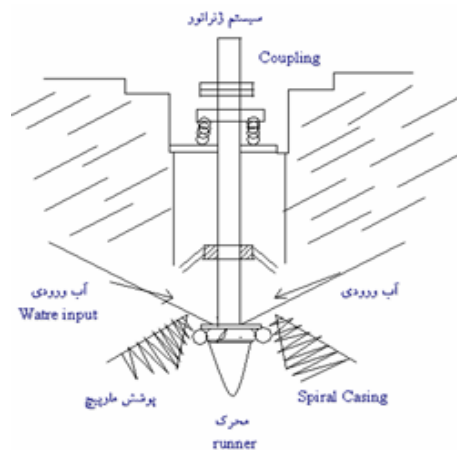
^۳ Pelton

^۴ Propeller

توربین کاپلان ورود آب به صورت محوری بوده و با پره‌ها برخورد دارد. در توربین کاپلان تنها ۳ الی ۶ پره وجود دارد که باعث کاهش مقاومت اصطکاک می‌شود. شکل ۱-۱ و شکل ۲-۱). پره‌های راهنمای ورودی، ثابت‌اند و در سطحی بالاتر از تیغه‌های گرداننده نصب شده‌اند، به گونه‌ای که سیال باید ۹۰° بچرخد تا در جهت محوری وارد گرداننده شود. تغییرات بار تحت تأثیر تنظیم زاویه تیغه‌های گرداننده است. وظیفه پره‌های راهنما چرخاندن سیال به گونه‌ای است که توزیع شعاعی سرعت، مشابه با گردابه آزاد باشد. چون این نوع توربین‌ها برای ارتفاع‌های کم و دبی‌های زیاد جریان به کار می‌روند، تیغه‌ها باید بلند و دارای وتر بزرگ باشند، به گونه‌ای که برای انتقال گشتاورهای زیاد استحکام کافی داشته باشند. معمولاً برای توربین‌های جریان محوری، نسبت گام به وتر بین ۱ تا ۱/۵ است که باعث ایجاد گردنده‌هایی با چهار، پنج و یا شش تیغه می‌شود. توربین کاپلان معمولاً دارای کانال‌های ورودی و خروجی آب است. چون ارتفاع سد کم است نیاز به مقدار متناهی آب برای چرخش توربین است (۱).



شکل ۲-۱ (توربین کاپلان) (۱)



شکل ۱-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین کاپلان) (۲)

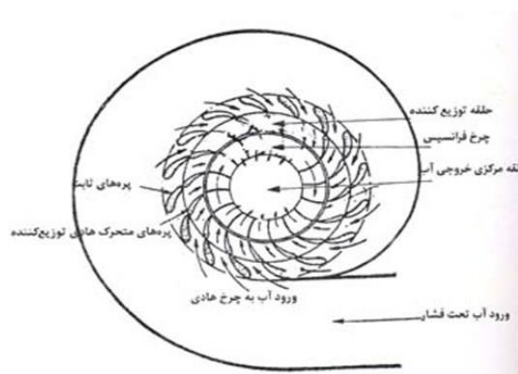
۱-۳-۲) توربین فرانسس

توربین فرانسس برای اولین بار در انگلستان اختراع شد و جزء توربین‌های عکس‌العملی می‌باشد. در این توربین آب تحت فشار به یک محفظه مارپیچی شکل با مقاطع عرضی دایره شکل وارد می‌شود که شکل آن شبیه یک صدف حلزونی است که چرخ‌های (توزیع کننده) توربین را در بر دارد به طوری که چرخ هادی تمام چرخ متحرک توربین را احاطه می‌کند. ساختمان و شکل محفظه حلزونی و چرخ هادی طوری است که در تمام مقاطع آن سرعت متوسط ثابت است و از تغییرات سریع سرعت که در جریان ممکن است ایجاد گردد و سبب ضربه و شوک در توربین بشود، جلوگیری می‌نماید و قطر مقاطع عرضی محفظه به تدریج کاهش می‌یابد، به طوری که دبی Q در اطراف چرخ هادی یکنواخت، داخل شده و سپس تقسیم و توزیع می‌گردد. حلقه یا چرخ هادی شامل دو تاج فلزی هم مرکز است. قطر خارجی تاج D است که تاج داخلی چرخ را احاطه می‌کند. توربین فرانسس یک توربین واکنشی است یعنی این توربین از کل ارتفاع قابل دسترسی، قسمتی را به صورت انرژی فشاری و قسمتی را به صورت انرژی جنبشی استفاده می‌کند. این توربین برای سد با ارتفاع متوسط استفاده می‌شود، زیرا در توربین پلتون اگر ارتفاع کاهش یابد بایستی قطر توربین افزایش یابد که باعث کاهش سرعت توربین می‌شود که در نهایت توربین بی استفاده شده و بایستی توربین فرانسس به جای آن، انتخاب کرد. برای انجام واکنش در توربین فرانسس، روتور در درون پوسته‌ای، برای جلوگیری از انحراف خطوط جریان سیال در پیرامون لبه تیغه‌ها، باید قرار گیرد. تفاوت عمده بین روتور واکنشی و چرخ ضربه‌ای در این است که در توربین واکنشی، آب با ارتفاع استاتیکی^۱ بالا، انرژی فشاری خود را درون شیپوره که خود قسمتی از روتور را تشکیل می‌دهد، به انرژی جنبشی تبدیل می‌کند. بنابراین، چون افت فشار استاتیکی در دو طرف روتور توربین رخ می‌دهد، بخشی از کار انجام شده به وسیله سیال بر روی گردنده ناشی از واکنش در مقابل تغییر فشار است و بخشی دیگر ناشی از تغییر انرژی جنبشی سیال خواهد بود که بیانگر عمل ضربه‌ای است. ارتفاع کل توربین‌های جریان شعاعی در گستره ۳۰ تا ۵۰۰ متر است و سرعت ویژه بی‌بعد^۲ آن‌ها از ۰/۳ تا ۲/۵ رادیان تغییر می‌کند (۱). توربین‌های فرانسس شعاعی، مختلط و محوری به ترتیب در سرعت‌های مخصوص

^۱ Static

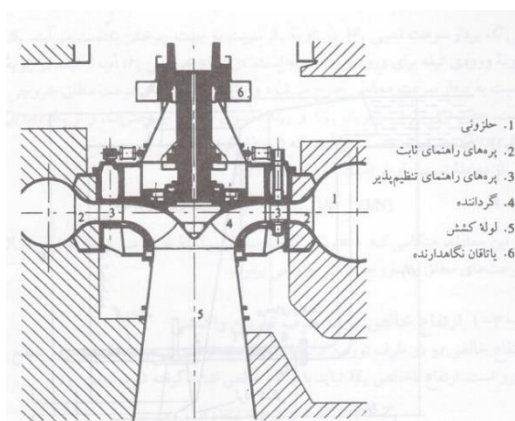
^۲ Dimensionless

کوچک تا بزرگ، بازده بالایی دارند و برای این منظور مناسب‌اند. شکل (۱-۴)، شکل شماتیک یک توربین فرانسسیس شعاعی را نشان می‌دهد. در این توربین سیال در ورود به روتور، مؤلفه سرعت محوری ندارد و لذا توربین شعاعی است. براساس شکل مذکور اجزای اصلی یک توربین فرانسسیس عبارت‌اند از: روتور، پوسته، پره‌های ساکن و درفت تیوب^۱ یا لوله خروجی. پره‌های ساکن معمولاً می‌توانند تغییر زاویه بدهند به‌طوری که در محدوده دبی مورد نیاز، سرعت مطلق سیال در ورود به روتور زاویه مناسبی داشته باشد و حداقل برخورد بین سیال و پره‌های متحرک به وجود آید. نقش درفت تیوب بالا بردن بازده و جلوگیری از کاویتاسیون^۲ است. توربین‌های فرانسسیس برخلاف چرخ پلتون لزوماً ضربه‌ای نیستند و درجه عکس‌العمل آن‌ها، مخالف صفر است.



مقطع قائم استوایی یک توربین فرانسسیس

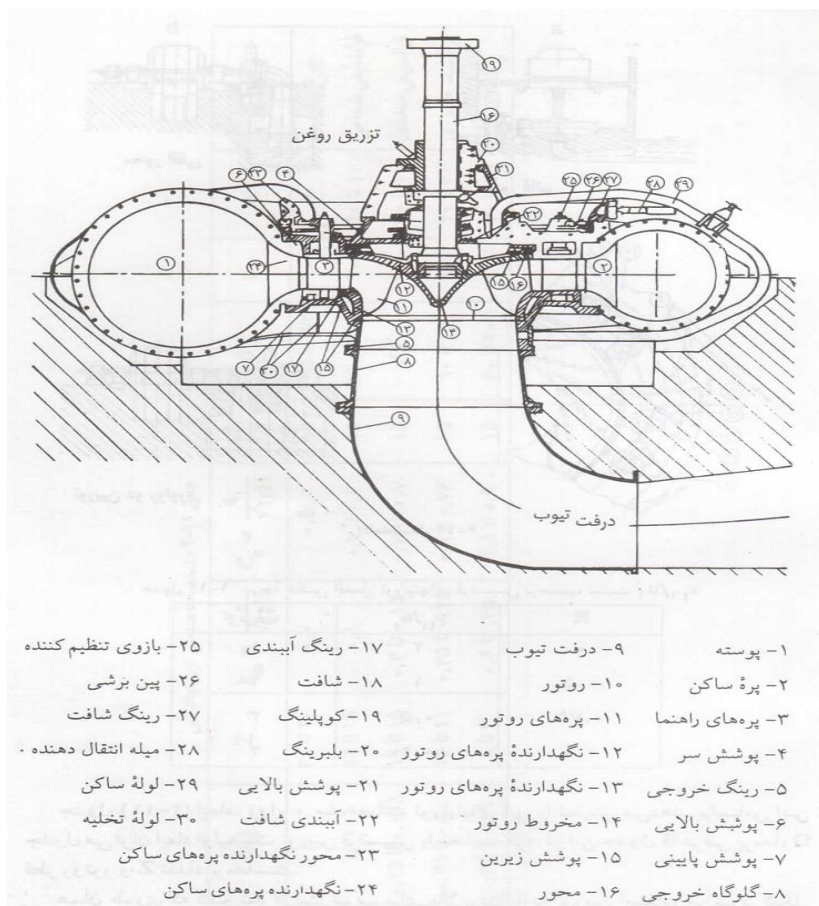
شکل ۱-۳ (مقطع قائم استوایی یک توربین فرانسسیس) (۲)



شکل ۱-۴ (اجزای تشکیل دهنده توربین فرانسسیس) (۱)

^۱ Draft tube

^۲ Cavitation



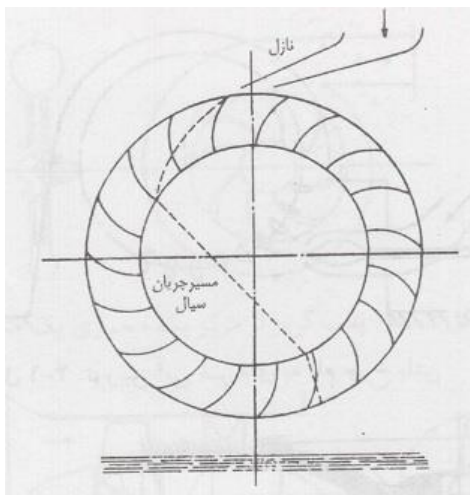
شکل ۱-۵ (اجزای تشکیل دهنده توربین فرانسس به طور کامل) (۲)



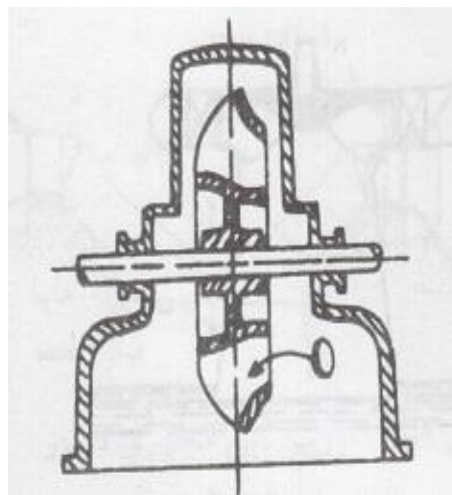
شکل ۱-۶ (نمای کناری توربین فرانسس) (۱)

۳-۳-۱) توربین پلتون

چرخ پلتون یکی از عمده‌ترین توربین‌های ضربه‌ای آبی است که بیشترین استفاده را دارد. طبق تعریف، فشار سیال در طول روتور در توربین‌های ضربه‌ای ثابت است. در چرخ پلتون سیال در حین برخورد به پره‌های متحرک (که اصطلاحاً به آنها باکت^۱ می‌گویند) با هوای محیط در تماس بوده و دارای فشار اتمسفر است. از دیگر توربین‌های ضربه‌ای آبی، توربین بانکی (شکل ۷-۱) و توربین تورگو (شکل ۸-۱) را می‌توان نام برد. مزیت اصلی چرخ پلتون قابلیت کنترل دور و قدرت در این توربین‌هاست و همچنین در چرخ پلتون نیروی محوری ناچیز است (۲).



شکل ۸-۱ (توربین بانکی) (۲)

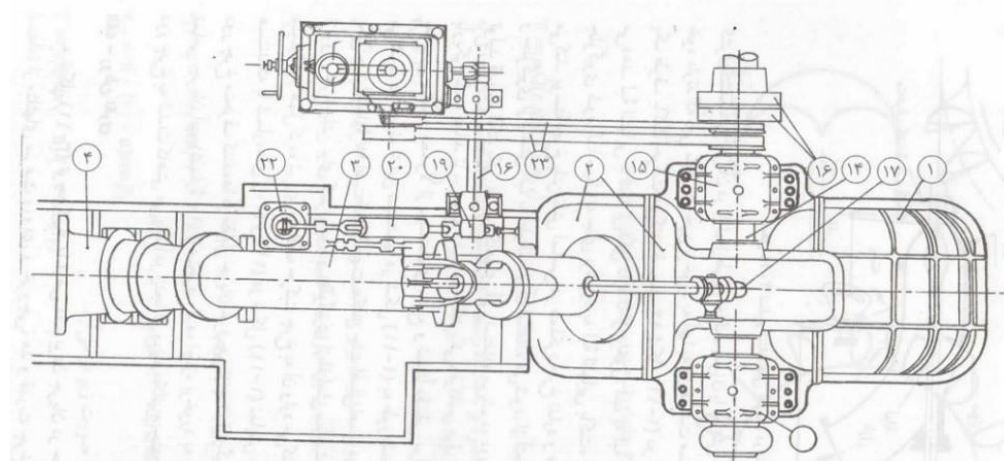
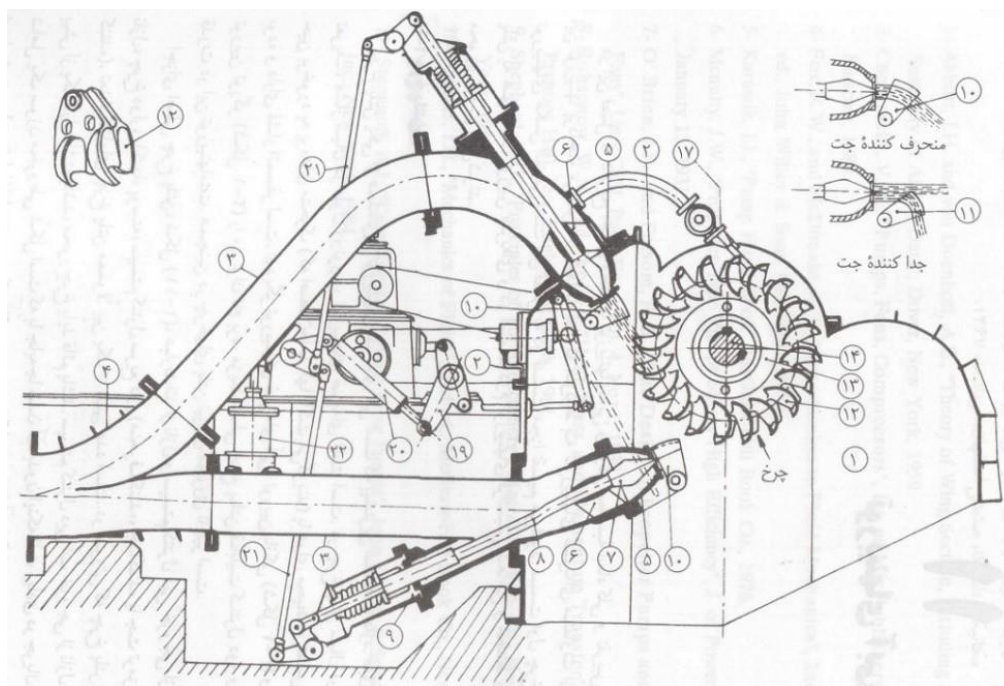


شکل ۷-۱ (توربین تورگو) (۲)

توربین پلتون یا همان چرخ پلتون توسط شخصی به نام پلتون در سال ۱۹۸۰ میلادی اختراع شده است. این توربین یکی از انواع توربین‌های ضربه‌ای می‌باشد که معمولاً با وارد شدن ضربه توسط آبی که از ارتفاع به پره‌های توربین برخورد می‌کند، چرخش صورت می‌گیرد. این توربین برای سد با ارتفاع زیاد مناسب می‌باشد. این توربین شامل دو توری است که در اطراف آن محفظه‌های سطحی قرار گرفته است. برای به حرکت درآوردن توربین و ایجاد انرژی جنبشی در آن نیاز به تزریق آب با فشار زیاد به سطرها می‌باشد. اجزای اصلی چرخ پلتون (شکل ۹-۱)، عبارتند از نازل و سیستم کنترلی دبی

^۱ bucket

خروجی از نازل، چرخ دوار، باکت‌ها، پوسته، سیستم کنترل سریع دور (منحرف کننده، جداکننده یا جت ترمز کننده). تعداد نازل‌های چرخ پلتون معمولاً بین یک تا شش عدد است. در صورتی که چرخ پلتون بیش از یک نازل داشته باشد، محور چرخ باید قائم باشد. سیستم کنترل دبی آب خروجی از نازل شامل یک سوزن مخروطی شکل است که با جابه‌جا شدن آن، بدون اینکه افت زیادی در جریان ایجاد شود سطح مقطع نازل تغییر می‌کند (قسمت ۷ در شکل ۹-۱). در شکل (۹-۱) سیستم کنترل‌کننده دبی جریان در نازل از طریق حرکت سوزن را نمایش می‌دهد. باکت‌ها، تیغه‌ای در وسط خود دارند که دبی سیال در حین برخورد به آنها به دو قسمت مساوی تقسیم شده و هر قسمت از یک طرف باکت حرکت می‌کند. قسمت ۱۲ شکل (۹-۱) دو باکت پشت سر هم را نشان می‌دهد. لبه انتهایی باکت‌ها بریدگی دارد تا از برخورد آب به لبه باکت و در نتیجه افت اضافی جلوگیری شود. لذا سیال به جای برخورد به لبه انتهایی باکت، به وسط باکت بعدی برخورد می‌کند. پوسته چرخ پلتون نقش اساسی در عملکرد چرخ ندارد و صرفاً به خاطر حفاظت از چرخ و جلوگیری از پاشش آب به اطراف، از آن استفاده می‌شود. از آنجا که چرخ پلتون غالباً به منظور تولید قدرت الکتریکی در نیروگاه‌های آبی استفاده می‌گردد، دور آن باید در محدوده بسیار باریکی ثابت بماند تا در موقع تغییر بار الکتریکی، فرکانس برق تغییرات اساسی نداشته باشد. به همین منظور معمولاً از سیستم‌های سریع و نسبتاً دقیق برای کنترل دور چرخ استفاده می‌شود. دو نمونه از این سیستم‌ها در شکل (۹-۱) به طور شماتیک نمایش داده شده است. یکی جت شماره ۱۷ است که در جهت عکس جت اصلی عمل می‌کند و لذا در موقع کاهش بار از روی چرخ پلتون برای کنترل دور و جلوگیری از افزایش سرعت دورانی محور چرخ، جت شماره ۱۷ عمل کرده و نیروی مخالف حرکت چرخ به آن وارد می‌کند. دیگری منحرف کننده‌هایی هستند که با شماره‌های ۱۰ و ۱۱ در شکل (۹-۱) نمایش داده شده‌اند. به منظور کاهش دور چرخ، منحرف کننده‌ها در مقابل جریان خروجی از جت قرار گرفته تا قسمتی از جریان (شماره ۱۱) و یا تمام آن (شماره ۱۰) را منحرف کرده و اجازه برخورد به باکت‌ها را نمی‌دهد و در نتیجه دور چرخ به شدت کاهش می‌یابد (۲).

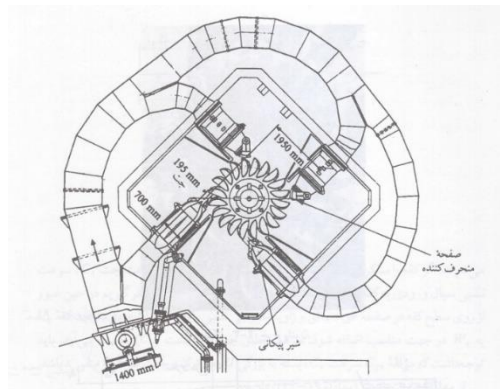


- | | | | | |
|----------------------|------------------------|-------------------|----------------------|----------------|
| ۱- پوسته | ۶- نگهدارنده سوزن | ۱۱- جدا کننده جت | ۱۶- کوپلینگ شافت | ۲۱- میله کنترل |
| ۲- پوشش | ۷- نوک سوزن | ۱۲- باکت | ۱۷- جت نگهدارنده | ۲۲- دمپر |
| ۳- لوله متصل به نازل | ۸- میله سوزن | ۱۳- دیسک چرخ پلتن | ۱۸- شافت تنظیم کننده | ۲۳- تسمه |
| ۴- انشعاب | ۹- نگهدارنده میله سوزن | ۱۴- شافت | ۱۹- تنظیم کننده | |
| ۵- نوک نازل | ۱۰- منحرف کننده جت | ۱۵- بلبرینگ | ۲۰- دمپر | |

شکل ۹-۱ (اجزای تشکیل دهنده توربین پلتون) (۲)

چرخ پلتون، توربینی کاملاً ضربه‌ای است که جت سیال خروجی از شیبوره آن به ردیفی از کفه‌های خمیده نصب شده بر روی محیط چرخ می‌گردان می‌کند؛ اجزای چرخ پلتون با چهار جت در شکل (۱-۱۰) دیده می‌شود. کفه‌ها، سبب انحراف

جت با زاویه‌ای بین ۱۶۰ تا ۱۶۵ درجه در همان صفحه جت می‌شوند و این چرخش جت است که به تغییر اندازه حرکت سیال واکنش آن بر روی کفه‌ها می‌انجامد.



شکل ۱-۱۰ (نمایی از توربین پلتون) (۱)

۴-۱) تأمین انرژی در مناطق روستایی

پیش‌نیاز 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 برق‌رسانی به ۱/۷ میلیارد ساکنین مناطق روستایی به گونه‌ای که نیازهای اساسی آن‌ها برآورده شود (بدون در نظر گرفتن برق، صنعت و کشاورزی) برابر با ۸۵ گیگاوات (GW) است. در هر حال با توجه به محدودیت‌هایی 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 می‌توان برق‌رسانی کرد. بنابراین فقدان برق به یکی از عوامل مهم محدود کننده روستاها و حتی توسعه اقتصاد ملی یک کشور تبدیل می‌شود. 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.

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.

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 گلخانه‌ای 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.

آنهایی که موافق تأمین انرژی متمرکز هستند معتقدند که نیروگاه‌های خیلی کوچک 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 نمی‌باشد. بسیاری از مناطق روستایی از نظر منابع نیروگاه‌های خیلی کوچک غنی هستند و برق‌رسانی از طریق شبکه‌های بزرگ سراسری به آن‌ها، توجیه اقتصادی ندارد. واقعیت آن است که در استراتژی برق‌رسانی به مناطق روستایی با توجه به شرایط محلی، باید قابلیت انعطاف و تغییرپذیری وجود داشته باشد. در کشور چین مشاهده گردیده است که تنوع و متمرکز زدایی در تأمین انرژی در مناطق روستایی از طریق نیروگاه‌های کوچک آبی 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 (۳).

تأمین انرژی از منابع تجدید پذیر و با قیمت مناسب نقش بسیار مهم و مثبتی در توسعه مناطق روستایی دارد. این امر موجب شده برخی از کشورهای در حال توسعه بقصد برق‌رسانی به مناطق روستایی و بهبود سطح زندگی اهالی روستا نگاهی دوباره به منابع آبی خود داشته باشد (۴).

در این میان، انرژی بدست آمده از توربینهای آبی می تواند برای صنایع کوچک روستایی، مانند آسیاب گندم، چوب بری ها یا پمپاژ آب مصرف شود، اما مهمترین و گسترده ترین کاربرد توربین آبی، تولید برق از نیروی آب است و درست به همین خاطر است که نیروگاه آبی در برنامه عرضه انرژی وارد شده است (۵). نیروگاههای آبی کوچک برای نقاط دور افتاده و در هنگام پایین بودن تقاضای انرژی راه حل مناسبی هستند.

توربینهای آبی برای بیشتر روستاها در مقیاس میکرو (توان الکتریکی کمتر از ۱۰۰ کیلووات) پاسخگو هستند و گاهی میتوان ظرفیت های بالاتر برای تأمین انرژی چند روستای همجوار یا اتصال برق تولید شده به شبکه محلی یا سراسری نصب نمود که در اصطلاح، ظرفیت ۱۰۰ کیلووات تا ۱ مگاوات بنام نیروگاه "مینی"^۱ و ظرفیت ۱ تا ۱۰ مگاوات آبی بنام نیروگاه آبی کوچک شناخته می شوند (۶). ساخت چنین نیروگاههایی بویژه از دیدگاه افزایش پایداری شبکه و کاهش بار اوج حائز اهمیت است.

موضوع توربینهای آبی میکرو و قابلیت ها و فعالیت های ایران در این زمینه، در پژوهش های گوناگون از جمله در مقالات ارائه شده در دوره های پیشین کنفرانس بین المللی برق مورد بحث قرار گرفته است (۷، ۸). در کشورمان تلاش هایی در زمینه اجرای پروژه های برق آبی میکرو صورت پذیرفته است. در آذرماه ۱۳۶۶ اولین نیروگاه برق آبی کوچک کشور، توسط وزیر وقت جهاد سازندگی افتتاح گردید. این نیروگاه در منطقه کلات نادر در استان خراسان و با ظرفیت ۶۵ کیلووات نصب و راه اندازی گردید. پس از آن با گسترش طرح نیروگاههای کوچک بر اساس سیاست های کلان کشور در بخشهای تولید انرژی و کشاورزی در سال ۱۳۸۱، به پیشنهاد مجلس شورای اسلامی و تأیید هیات محترم وزیران، وظیفه ساخت نیروگاههای آبی کوچک از وزارت جهاد سازندگی به وزارت نیرو منتقل گردید. این طرح از ابتدای سال ۱۳۸۲ به طرح نیروگاههای آبی متوسط شرکت توسعه منابع آب و نیروی ایران ملحق گردید. در حال حاضر شرکت توسعه منابع آب و نیروی ایران از دو پروژه برق آبی میکرو "کرنق" و "گرنی" بهره برداری نموده و چند پروژه در حال ساخت یا آماده بهره برداری را در دستور کار خود دارد (۹).

^۱ Mini

جدول ۱-۱ (مقیاس طبقه‌بندی چند کشور) (۳)

نام	کشور یا سازمان	ریز (Micro)	خیلی کوچک (Mini)	کوچک (Small)
	یونیدو (UNIDO)	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۱۰۰۰۰
	چین	۱۰۰	۱۰۱ - ۵۰۰	۵۰۱ - ۲۵۰۰۰
	پرو	۵ - ۵۰	۵۱ - ۵۰۰	۵۰۱ - ۵۰۰۰
	سوئد	-	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۵۰۰۰
	تایلند	۲۰۰	۲۰۱ - ۶۰۰۰	۶۰۰۱ - ۱۵۰۰۰
	ترکیه	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۵۰۰۰
	آمریکا	۵۰۰	۵۰۱ - ۲۰۰۰	۲۰۰۱ - ۱۵۰۰۰
	هندوستان	۱۰۰	۱۰۱ - ۲۰۰۰	-
	مالزی	۲۵	۲۵ - ۵۰۰	۵۰۱ - ۵۰۰۰
	پاناما	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۱۰۰۰۰
	اکوادور	۵۰	۵۱ - ۵۰۰	۵۰۱ - ۵۰۰۰
	دومینیکا	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۵۰۰۰
	ویتنام	۵۰	۵۱ - ۵۰۰	۵۰۱ - ۵۰۰۰
	ژاپن	-	-	۱۰۰۰۰
	فرانسه	۵۰۰	۵۰۱ - ۲۰۰۰	۲۰۰۱ - ۸۰۰۰
	یونان	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۱۵۰۰۰
	لهستان	۱۰۰	۱۰۱ - ۱۰۰۰	۱۰۰۱ - ۱۵۰۰۰

نیروگاه برق‌آبی میکرو (Micro hydro) نوعی نیروگاه برق‌آبی است که به طور معمول توانی الکتریکی تا ۱۰۰ کیلووات را با استفاده از جریان طبیعی آب تولید می‌کند. چنین نیروگاه‌هایی می‌توانند انرژی الکتریکی مورد نیاز تعداد محدودی خانه و یا جوامع کوچک را تأمین نمایند. این دست نیروگاه‌ها، چون نیازی به سوخت و هزینه‌های مرتبط به آن ندارند، یک منبع اقتصادی تأمین انرژی به حساب می‌آیند و به همین دلیل می‌توان موارد استفاده از آن‌ها را در اقصی نقاط جهان به‌ویژه در کشورهای در حال توسعه مشاهده کرد.

سیستم‌های برق‌آبی میکرو مکمل سیستم‌های خورشیدی فتوولتائیک^۱ هستند، چرا که در بسیاری از مناطق، جریان آب و در نتیجه نیروی برق‌آبی در فصل زمستان در حداکثر میزان خود قرار دارد که درست در همین زمان انرژی خورشیدی کمترین میزان خود را دارای می‌باشد. در اغلب موارد در نیروگاه‌های برق‌آبی میکرو، به دلیل هد بالا (ارتفاع زیاد) و جریان کم آب از توربین پلتون استفاده می‌شود.

تاسیسات این نوع نیروگاه‌ها در اغلب موارد تنها از یک حوضچه یا مخزن (سد) کوچک ذخیره آب تشکیل شده‌اند که در قسمت بالا دست (مسیر آب) احداث می‌شود و جریان آب مورد نیاز برای گرداندن توربین، با استفاده از چند صدمتر لوله‌کشی از حوضچه در بالا دست به ژنراتورخانه در پایین دست منتقل می‌گردد.

(۵-۱) مزایای نیروگاه‌های برق‌آبی ریز

نیروگاه‌های ریز برق‌آبی دارای مزایای اقتصادی، اجتماعی و زیست محیطی به شرح زیر می‌باشند:

- (۱) تهیه نیروی ارزان برای صنعت محلی و پردازش محصولات فرعی زراعی
- (۲) امکان توسعه در ترکیب آبیاری، کنترل اراضی ماندابی و جلوگیری از سیلاب و بنابراین بالا رفتن تولیدات زراعی و مدرنیزه 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 این نیروگاه‌ها 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 (۳)

^۱ Photovoltaics

۱-۶) اجزا و شمای کلی نیروگاه برق آبی خیلی کوچک

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

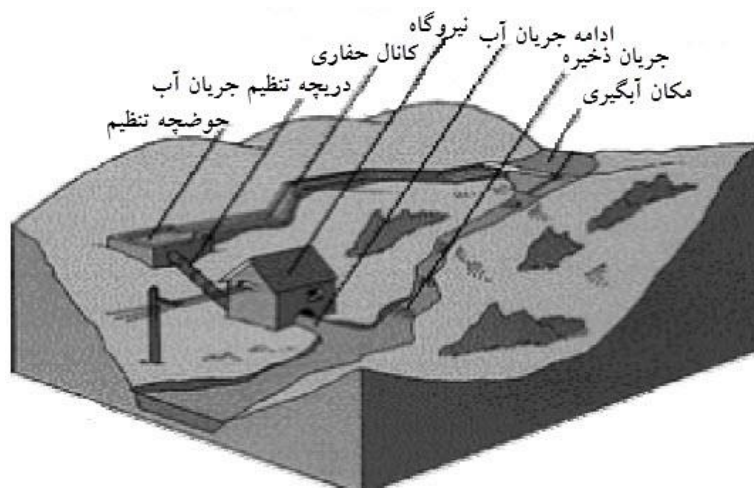
این نیروگاه‌ها شامل اجزای زیر می‌باشد (شکل ۱-۱۱)

- بند یا سد انحرافی
- سازه‌های انحرافی (آشغالگیر، دریچه، خروجی آب، خطوط لوله، کانل حفاری، تونل زیرزمینی، دریچه مخصوص تنظیم جریان آب^۱، شیرها و دریچه‌های ورودی و خروجی توربین، راه ماهی)
- سازه‌های اتاق کنترل
- سیستم انتقال (ترانسفورماتورها، محل اتصال کانال‌ها^۲، کابل‌ها) (۱۰)

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 به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود و از طریق پست به شبکه توزیع انرژی هدایت می‌شود (شکل ۱-۱۱). 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 (۱۰).

^۱ Penstock

^۲ Switchyard



شکل ۱-۱۱ (نمایی از اجزای نیروگاه برق آبی خیلی کوچک) (۱۰)

۷-۱) ارائه دیدگاه‌های مختلف مربوط به هزینه‌های نیروگاه‌های برق آبی میکرو

۱) طبق آمار منتشره از بانک جهانی، برای هدهای $\frac{2}{3}$ الی $\frac{13}{5}$ متر، سرمایه‌گذاری 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 (۸).

۲) کل سرمایه‌گذاری شامل سرمایه‌گذاری‌های پژوهش و توسعه و نیروگاهی بوده و وابسته به محل نیروگاه‌های آبی کوچک و تغییرات قیمت واحد در مناطق مختلف، منجر به طیفی از هزینه‌های سرمایه‌ای واحد می‌گردد. این طیف تقریباً ۱۵۰۰ الی ۴۰۰۰ دلار آمریکا برای هر کیلووات نصب شده می‌باشد. به نظر می‌رسد که فرض ۲۰۰۰ دلار آمریکا بر کیلووات به عنوان میانگینی برای کل سرمایه‌گذاری‌ها رقم مناسبی باشد (۱۱).

۳) 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 سرمایه‌گذاری کلی یک طرح میکرو تا ۵ کیلووات به غیر از سیم کشی خانه، کارهای ساختمانی و سیستم توزیع برق می‌باشد. همچنین هزینه‌های نگهداری حدود ۴ تا ۶ درصد در سال می‌باشد.

۴) برای سیستم های با هد پائین که نیازی به کارهای عمرانی ندارند (به طوریکه فرض می شود استخر یا سد موجود باشد) هزینه در حدود ۴۰۰۰ پوند انگلیس (۷۲۰۰ دلار) بر کیلووات برای ظرفیت های تولید تا ۱۰ کیلووات می باشد که البته برای ظرفیت های بالاتر عدد هزینه بر کیلووات کاهش می یابد. اما باید خاطر نشان نمود که ظرفیت های بالاتر به خاطر نیاز به توربین های بزرگتر و کارهای ساختمانی بیشتر، گرانتر هستند. برای هدهای متوسط، یک هزینه ثابت در حدود ۱۰۰۰۰ پوند (۱۸۰۰۰ دلار) در نظر گرفته شده و سپس هزینه ای در حدود ۲۵۰۰ پوند (۴۵۰۰ دلار) بر کیلووات تا ظرفیت تولید حدوداً ۱۰ کیلووات به هزینه ثابت اضافه می گردد. بنابراین هزینه یک سیستم میکروهیدرو محلی با ظرفیت ۵ کیلووات، حدوداً ۲۰ الی ۲۵ هزار پوند (۳۶ الی ۴۵ دلار) می باشد که البته این هزینه، در اندازه های بزرگتر، کاهش می یابد (۱۲).

۵) 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 پیش بینی می گردد (۱۳).

۸-۱) ارزیابی هزینه اجرای پروژه های میکروهیدرو در ایران

هدف از ارائه این بخش، ارائه متوسط هزینه های لازم برای اجرای پروژه میکرو هیدرو در ایران می باشد. خلاصه اطلاعات در جدول (۱-۲) ارائه شده است. بررسی های صورت گرفته حاکی از آن است که شاخص متوسط هزینه جهت اجرای پروژه میکرو هیدرو در کشور توسط شرکت توسعه منابع آب و نیرو که از توربین کراس فلو^۱ ساخت شرکت اسبرگر آلمان استفاده شده، حدود ۲۵۰۰ دلار بر کیلووات می باشد (این عدد، متوسط گیری از ۴ پروژه میکرو هیدرو اجرا شده در سطح کشور است). در حالی که عدد بالا برای اجرای پروژه با استفاده از پمپ معکوس به عنوان توربین ساخت شرکت پمپ و توربین ایران، حدود ۱۹۰۰ دلار بر کیلووات می باشد (۱۴،۹) (این عدد، میانگین هزینه از ۲ مورد پروژه میکرو هیدرو اجرا شده در سطح کشور می باشد). مقایسه این اعداد با موارد مطرح شده در بخش های قبلی نشان می دهد هزینه اجرای پروژه های میکرو هیدرو در ایران در مقایسه با قیمت جهانی آن منطقی و اقتصادی بوده و با تولید قسمت های مختلف سیستم در داخل کشور، قیمت تمام شده پروژه کاهش خواهد یافت. شایان ذکر است که اجرای یک پروژه موفق از همه جهات نیازمند بستر سازی علمی

^۱ Cross Flow

مناسب، پتانسیل سنجی دقیق، انتخاب و طراحی صحیح اجزاء با در نظر گرفتن شرایط مختلف مسئله، ساخت قطعات با کیفیت مناسب و نصب و راهاندازی صحیح می‌باشد و اساساً نمی‌توان هزینه‌ای کاملاً دقیق را برای یک پروژه جدید پیش‌بینی نمود.

جدول ۱-۲ (مشخصات و هزینه‌های تعدادی از نیروگاه‌های میکرو در ایران) (۱۴,۹)

نام پروژه	محل پروژه	ظرفیت نصب (کیلووات)	توربین	سازنده	برآورد هزینه پروژه (میلیون ریال)
گرنی	خراسان-درگز	۲۴	کراس فلو	اسبرگر آلمان	۵۶۰
کرتق	اردبیل-خلخال	۵۰	کراس فلو	اسبرگر آلمان	۸۱۰
سیرم	لرستان-سیرم	۴۸	کراس فلو	اسبرگر آلمان	۹۴۰
خلیان	گیلان-خلیان	۲۵	پمپ معکوس	پمپ و توربین ایران	۴۱۹
ناو	گیلان-ناو	۶۰	پمپ معکوس	پمپ و توربین ایران	۷۷۸
مران	مازندران-مران	۳۵	کراس فلو	اسبرگر آلمان	۷۵۵
درجان	مازندران-درجان	۵۰	کراس فلو	اسبرگر آلمان	۷۹۰

جدول ۱-۳ (مقایسه برق نیروگاه دیزلی و نیروگاه برق‌آبی میکرو) (۶)

موضوع	برق‌آبی میکرو	ژنراتور دیزلی
مسائل اقتصادی	۱- هزینه مطالعات نسبتاً بالا	۱- نیاز به مطالعات کمتر
	۲- سرمایه‌گذاری اولیه نسبتاً بالا	۲- سرمایه‌گذاری اولیه کمتر
	۳- در صورت دور بودن از مرکز مصرف، هزینه انتقال و توزیع انرژی بالاست.	۳- چون بیشتر در محل مصرف نصب می‌شود، هزینه انتقال انرژی ندارد.
	۴- هزینه نگهداری و بهره‌برداری پایین است.	۴- هزینه نگهداری و بهره‌برداری بالاست.
مصرف سوخت	ندارد	۰/۳۰۵ لیتر بر کیلووات
هزینه حقیقی سوخت	-	۵۶۷۰ ریال بر کیلووات
هزینه اجتماعی انتشار آلاینده‌ها	-	۲۱۲۰ ریال بر کیلووات
زمان نصب	زمان زیادی برای نصب نیاز است.	سهولت در نصب
نیاز به تعمیرات	نیاز اندک به وسایل یدکی	نیاز فراوان به وسایل یدکی و تعمیرات
عمر مفید	۳۰ الی ۳۵ سال	۱۲ الی ۱۵ سال

جدول ۱-۴ (وضعیت نیروگاه‌های برق‌آبی خیلی کوچک و میکرو در کشور) (۶)

استان	گزینه‌های بازدید شده	گزینه‌های تأیید شده	توان کل (کیلووات)	پتانسیل‌های میکرو	توان کل (کیلووات)	پتانسیل‌های مینی	توان 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 بویراحمد	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

فصل ۲:

توربین هیدروکوئل

۲-۱) تعریف توربین هیدروکویل

این توربین که با الهام از توربین اسکروی ارشمیدس^۱ طراحی شده است دارای پره‌هایی با گام متغیر است. تلاش بر این است که تا با طراحی گام پره‌های توربین هیدروکویل و تغییرات در اندازه آن، افت فشار در هر پره را کنترل و در نهایت هد تولیدی و در نتیجه توان تولیدی مجموع پره‌ها را افزایش داد که منجر به بازده بالاتر برای توربین هیدروکویل خواهد شد.

۲-۲) تاریخچه

یکی از قدیمی‌ترین ماشین‌هایی که همچنان مورد استفاده قرار می‌گیرد، پمپ^۲ ارشمیدس است. وسیله‌ای برای بالا بردن آب، به منظور استفاده در آبیاری و زه‌کشی. مدارک تاریخی نشان می‌دهد که پمپ اسکرو توسط ارشمیدس اختراع شده است (۱۵۰). برای مثال، دیودوروس سیکولوس^۳ (تاریخ دان یونانی، صد سال قبل از میلاد) نوشته است:

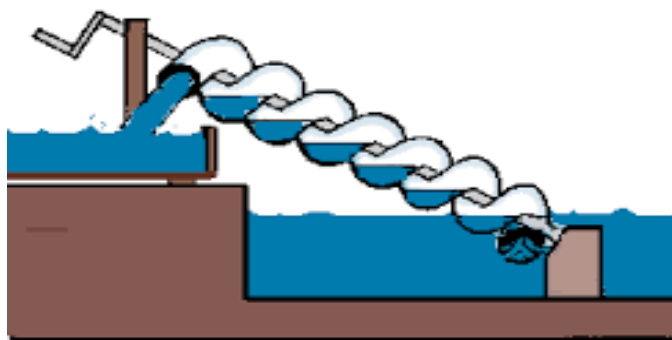
مردم به راحتی زمین‌های خود را با ابزار مخصوصی که توسط ارشمیدس اختراع شده بود، آبیاری می‌کردند و به دلیل ظاهر مارپیچ، آن را اسکرو می‌نامیدند. در جایی دیگر نائوکراتیس^۴ (تاریخ دان یونانی، ۲۰۰ سال بعد از میلاد) نوشته است: حتی زمانی که سطح آب بسیار پایین بود نیز مردم می‌توانستند با کمک اسکرو، آب را به مزارع خود پمپ کنند. این وسیله توسط ارشمیدس اختراع شده بود. اسکروی اولیه لوله‌ای مارپیچ است که به دور یک سیلندر شیب‌دار پیچیده شده است. این سیلندر توسط دست چرخانده می‌شود و آب را از سطحی پایین به سطحی بالاتر منتقل می‌کند (شکل ۲-۱).

^۱ Archimedes

^۲ Pump

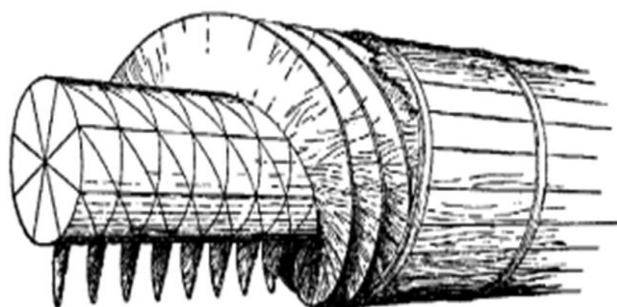
^۳ Diodorus Siculus

^۴ Naucratis



شکل ۱-۲ (پمپ اسکروی ارشمیدس) (۱۶)

اولین دگرگونی در طراحی اسکرو در ۱۰۰ سال قبل از میلاد مسیح انجام شد. مهندس و آرشیتکت یونانی، ویتروئوس^۱ به طراحی جدیدی برای اسکرو پرداخت و لوله مارپیچ را با پره‌های زاویه‌دار جایگزین نمود و به منظور ایجاد محفظه‌های لازم برای بالا بردن آب، محفظه‌ای استوانه‌ای برای اسکرو طراحی نمود. اسکروی ویتروئوس از تنه درختی ساخته شد که به شکل استوانه تراشیده شده بود. این استوانه به عنوان سیلندر مرکزی بکاربرده شد و طول آن ۱۶ برابر قطر آن بود. بر روی این سیلندر هشت پره مارپیچ نصب شد که از جنس شاخه‌های باریک بید بودند و ارتفاع آنها با شعاع سیلندر مرکزی برابر بود (شکل ۲-۲).



شکل ۲-۲ (توربین تغییر یافته توسط ویتروئوس) (۱۷)

توربین ارشمیدس در حالت کلی برای سایت‌های آبی خیلی کوچک به کار می‌رود. ژنراتور به صورت مستقیم به محور متصل شده و سپس به شبکه متصل می‌گردد. هد در این سایت‌ها اغلب پایین و جریان آب با ثبات است. بسته به اندازه توربین، توان

^۱ Vitruvius

خروجی این توربین‌ها متفاوت است. این توان از ۱۵ کیلووات تا ۵۰۰ کیلووات متغیر است. حتی در صورتی که این توربین‌ها به صورت موازی نصب و وارد مدار شوند، توان خروجی به شکل چشمگیری افزایش می‌یابد.

توربین اسکرو نیازی به هد بالا ندارد و این امر باعث می‌شود تا در مکان‌های بسیاری قابلیت نصب داشته‌باشد. رودخانه‌ها با دبی سالیانه پایین، کانال‌های آب و حتی فاضلاب، آبشارهای کوچک، آب خروجی از کندانسور نیروگاه‌ها و بسیاری موارد دیگر از جمله مکان‌هایی هستند که امکان نصب توربین اسکرو را دارا می‌باشند. یکی از مهمترین عوامل در انتخاب و طراحی یک توربین، هزینه‌های عمرانی طرح است. هزینه عمرانی توربین اسکرو در مقایسه با سایر توربین‌ها بسیار پایین می‌باشد.

با توجه به بررسی‌های صورت گرفته، مزیت‌های توربین اسکرو در مقابل دیگر توربین‌ها به شرح زیر می‌باشد:

✓ عمر کارکرد توربین اسکرو بسیار زیاد و به طور متوسط هر توربین اسکرو عمری بین ۲۵ تا ۴۵ سال دارد.

✓ سرعت چرخش در توربین اسکرو بسیار پایین است. سرعت به طور متوسط بین ۲۰ تا ۲۵ دور بر دقیقه و با توجه به سرعت پایین اجزای دوار، عمر خستگی اجزا بسیار بالا و بیش از سایر توربین‌ها است.

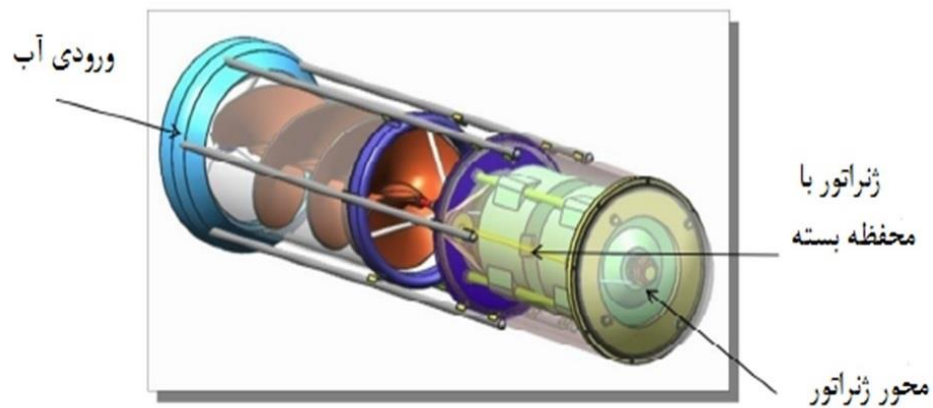
✓ دسترسی به اجزای توربین بسیار ساده بوده و هزینه نگهداری پایینی دارد.

✓ بازده توربین اسکرو بالا و یکنواخت است. منحنی کارکرد اسکرو در محدوده بزرگی از جریان‌ها تقریباً افقی است و از چرخ‌های آبی و سایر توربین‌های با هد کم بالاتر است. شکل (۱-۱۳) منحنی کارکرد توربین اسکرو را در مقایسه با سایر توربین‌های هم ردیف نشان می‌دهد.



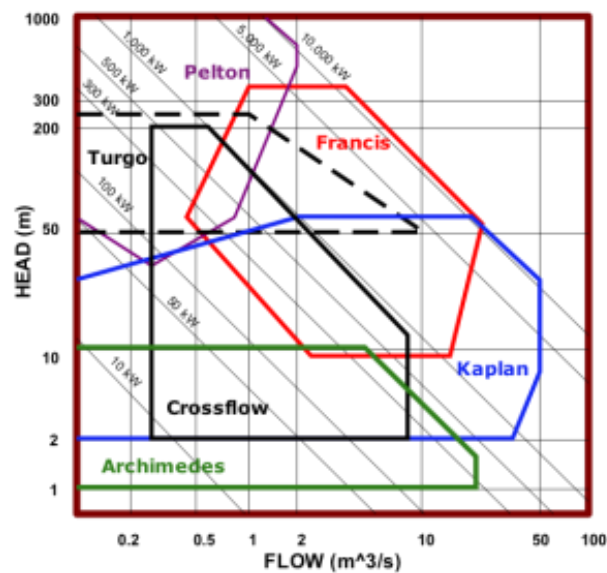
شکل ۲-۳ (نمودار مقایسه بازده توربین‌های آبی) (۱۸)

در توربین‌های اسکروی رایج، باکت‌ها به صورت نیمه پر هستند و وزن آب، عامل دوران توربین است. از این رو توربین‌ها به صورت شبیدار 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 و اثر وزن آب قابل صرفه نظر است. نسل جدید توربین‌های اسکرو، هیدروکوئل نامیده شده و به صورت افقی نصب می‌شود. در این توربین‌ها ژنراتور در محفظه‌ای به شعاع پره توربین و در جلوی 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 هیدروکوئل دارای پره‌های تک ردیفه هستند و گام پره‌های این توربین‌ها متغیر است.

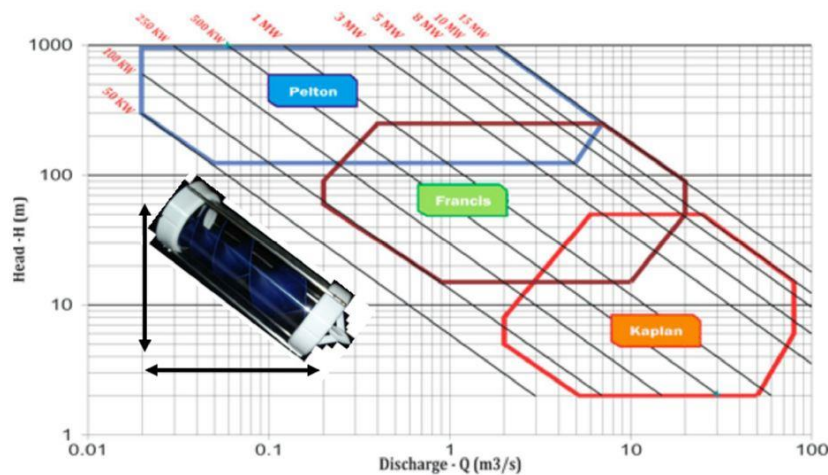


شکل ۲-۴ (نمایی شماتیک از توربین هیدروکوئل به همراه ژنراتور) (۱۹)

شکل (۲-۳) محدوده کارکرد توربین اسکرو (۲۰) و شکل (۲-۴) محدوده کارکرد توربین هیدروکوئل (۱۹) را نشان می‌دهد. همان طور که انتظار می‌رفت محدوده دبی و هد توربین هیدروکوئل از اسکرو بالاتر است. توان تولیدی توربین هیدروکوئل بین ۲ تا ۸ کیلووات است (۲۱).



شکل ۲-۵ (نمودار کارکرد توربین اسکرو) (۲۰)



شکل ۲-۶ (نمودار کارکرد توربین هیدروکوئل) (۱۹)

جدول ۲-۱ (مقایسه توربین هیدروکوئل با توربین اسکرو) (۱۶)

نوع توربین	هد (m)	دبی (m^3/s)	توان خروجی (Kw)	حداقل ابعاد (m) (طول-شعاع)	وزن (Kg)
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

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 توربین هیدروکوئل بر خلاف توربین اسکرو، افقی نصب می‌گردد. 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 از اختلاف ارتفاع سطح آب در بخش بالایی و پایینی توربین بدست می‌آید. رابطه (۱-۲) هد در توربین هیدروکوئل را نشان می‌دهد:

$$\Delta H_{Hydrocoil Turb} = \frac{\Delta P_{Static+Dynamic}}{\rho_w \cdot g} \quad (۱-۲)$$

یکی از اهداف انجام این پروژه بررسی عددی تأثیر تغییرات دبی و هد به صورت جداگانه در شرایط سرعت ثابت بر روی عملکرد توربین هیدروکوئل با گام ثابت، با استفاده از نرم‌افزارهای شبیه‌ساز سیالاتی مناسب می‌باشد. همچنین دست‌یابی به حداکثر

بازده در محدوده عملکردی هیدروکوئل نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد. هدف دیگر از انجام این پروژه آن است تا با تحلیلی کامل و منطبق بر واقعیت بر روی توربین هیدروکوئل گام ثابت، داده‌هایی را به صورت نمودار ارائه دهیم تا بتوان بعد از اعمال تغییرات از قبیل نصب قیف بر روی خروجی، نصب نشستی گیر و ایجاد تغییرات در طراحی و شرایط ورودی سیال و ... بر روی این توربین، اطلاعات لازم برای بررسی افزایش و یا کاهش میزان بازده و به صرفه بودن این تغییرات را در اختیار داشته باشیم تا ضرورت انجام هر یک از این تغییرات را بصورت مستند تحلیل نماییم (۲۲).

۲-۳) اهمیت موضوع

امروزه کمبود انرژی‌های فسیلی، قیمت بالا و آلودگی‌های زیست محیطی عواملی هستند که انرژی‌های پاک را مورد توجه قرار داده‌اند. همچنین یکی از مشکلات اساسی برای تولید برق، هزینه‌های بالای عمرانی و اجرایی نیروگاه‌های تولید برق است. تولید انرژی با ایجاد سایت‌های کوچک و با هدر کم در نزدیکی مصرف کننده یکی از جایگزین‌های ایده‌آل می‌باشد. توربین‌های آبی با هدر پایین ایده 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 هدر پایین به کشور با توجه به هزینه‌های بسیار بالا و تحریم‌های بین المللی 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.

فصل ۳:

طراحی و تحلیل یک بعدی توربین

۱-۳) روند طراحی توربین محوری

سرعت مخصوص توربین از رابطه زیر بدست می آید:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P_r}}{H^{5/4}} \quad (1-3)$$

N : سرعت دورانی توربین (rpm)

P_r : توان خروجی پره (W)

H : هد توربین (m)

این فرمول N_s از مدل نچلِبا^۱ 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.

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

سرعت مشخصه هر توربین برابر است با سرعت توربینی شبیه آن که در هد ۱ متر کار می کند، به طوری که توربین اخیر ابعادی دارد که در هد ۱ متر، یک واحد توان تولید می کند.

توان بیشینه در دسترس عبارتست از:

$$P_i = \rho g Q H = \dot{m} g H \quad (3-3)$$

رابطه بین توان هیدرولیکی در دسترس، بازده و توان خروجی اندازه گیری شده توسط دینامومتر^۲ به صورت زیر است:

$$P_d = \eta_m \eta_t \rho g Q H = \eta_m \eta_t P_i = \eta_m P_r \quad (4-3)$$

^۱ Nechleba

^۲ Dynamometer

P_d : توان اندازه گیری شده توسط دینانومتر

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:

$$Q = V \times Area \quad (7-3)$$

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^۱ در هر جزئی از شعاع با کاهش سرعت محیطی آن جزء به صفر یا نزدیک آن تولید می شود. پس گشتاور در بخشی شعاع از رابطه زیر حاصل می شود:

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

^۱ Torque

در حالت کلی، گشتاور تولید شده توسط پره، اختلاف مومنومم زاویه‌ای سیال بالادست و پایین دست پره است.

نرخ دبی جرمی^۱ در سطح مقطع جریان با فرض سرعت محوری ثابت از رابطه زیر حاصل می‌شود:

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

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 نمی‌کند، 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 بازده‌ها، حلی را برای جریان‌های محیطی در بالادست پره ایجاد می‌کند.

توان تولید شده پره توسط رانر^۲ 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 می‌شود و تبدیل به انرژی پتانسیل جریان می‌شود و سپس توسط راندمان توربین کاهش یافته و خواهیم داشت:

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

^۱ Mass flow

^۲ Runner

با ترکیب این روابط، مقدار k به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

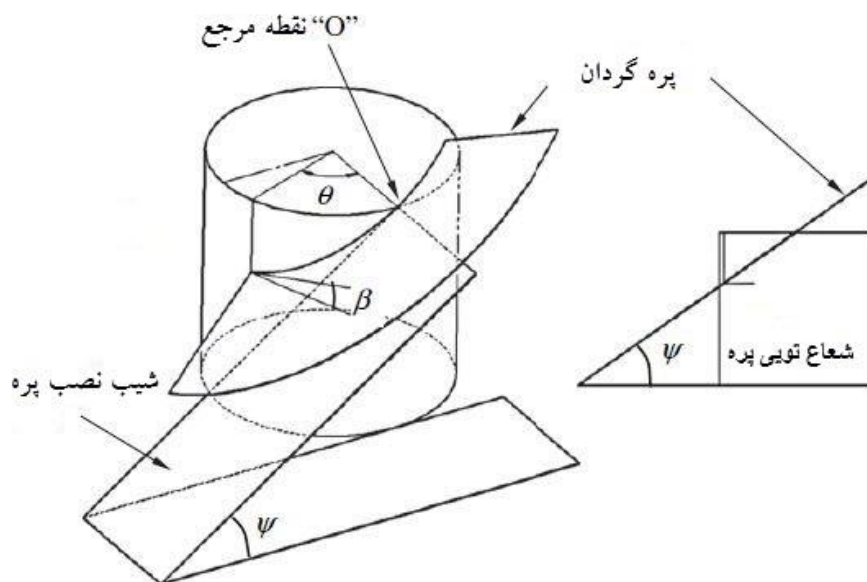
$$k = \frac{gH\eta_t}{2\pi} \left(\frac{60}{N}\right) \quad (۱۷-۳)$$

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 ۱-۳ (روش نصب و اتصال پره توپی چرخ به رانر) (۲۳)

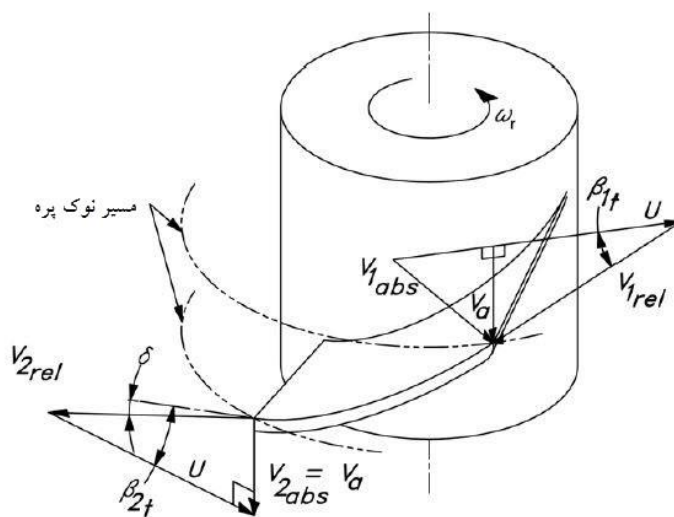
زاویه پره β ، از مقدار ψ در $\theta = 0$ به مقدار کمتری از ψ در هر θ تغییر می کند.

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

رانر طوری طراحی می شود که بتواند با سرعتی مطابق با سرعت ژنراتور^۱ دوران نماید، پس محدودیت طراحی برای N (سرعت ژنراتور) وجود دارد، سائز محور را نیز می توان با در نظر گرفتن چند نکته طراحی نمود که عبارتند از:

¹ Generator

- ✓ سرعت محیطی V_c در توپی چرخ^۱ باید از سرعت ωr در توپی چرخ کمتر باشد، که زاویه حمله در طول لبه راهنما همواره مثبت گردد.
- ✓ بیش از حد بزرگ بودن، نسبت شعاع نوک پره^۲ به شعاع توپی چرخ با توجه به نکته اول، باعث افزایش سرعت محوری در دواير شده و تلفات اصطكاکی و انبساط ناگهانی را در پایین دست پره افزایش می دهد.
- ✓ نسبت بیش از حد شعاع نوک پره به شعاع توپی چرخ باعث ایجاد محدوده‌ای کوچک و بار زیادی روی پره با سطحی ناکافی برای مقاومت در برابر کاویتاسیون می گردد، این کار نیاز به تعداد زیادی پره دارد.
- ✓ با توجه به موارد فوق مقدار $\frac{dh}{dt}$ ، $0/6$ توصیه می شود ولی این مقدار در توربین هیدروکویل بسیار کمتر است.
- ✓ با دانستن مقدار $\frac{dh}{dt}$ ، مثلث سرعت در هر نقطه‌ای از زاویه حمله تیغه رانر بر اساس V_a ، ωr ، V_c نشان داده می شود.



شکل ۳-۲ (نمودار سرعت رانر) (۲۳)

¹ Hub

² Tip

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{V_a}{\omega r - V_c}\right) \quad (20-3)$$

β_1 زاویه مورد نیاز (نسبت به صفحه ایمپلر^۱) در هر جایی از طول زاویه حمله می باشد.

β_2 زاویه انتهایی پره که از مثلث سرعت خروجی بدست می آید و نشان می دهد که جریان خروجی باید غیرچرخشی^۲ 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 وارانہ 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 ایمپلر در شعاع توپی چرخ و شعاع نوک پره عبارتست از:

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

این زاویه ها با فرض جریان آزاد^۳ 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.

چندین راه برای محاسبه ψ وجود دارد:

انتخاب ψ برابر با بزرگترین زاویه در تمام بخش های پره، این زاویه در لبه شعاع داخلی پره ورودی است. بنابراین این نقطه در نقطه مرجع «O» قرار دارد. در این حالت، پره ایجاد شده، کوچک و یک لبه انتهایی جاروب شده دارد، نقطه دیگر را با استفاده از رابطه زیر می توان بدست آورد:

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

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

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

^۱ Impeller

^۲ Non-rotational

^۳ Free Vortex

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^۱ یا برخورد نامیده می‌شود.

$$i = \alpha'_1 - \alpha_1 \quad (24-3)$$

اما در خروجی پمپ یا توربین محوری، زاویه جریان از زاویه پره بیشتر است. اختلاف این دو زاویه، زاویه انحراف^۲ نامیده می‌شود.

$$\delta = \alpha_2 - \alpha'_2 \quad (25-3)$$

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 (۲۳).

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.

^۱ Incidence Angle

^۲ Deviation Angle

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:

$$R_1 = R_2 = R \quad (۲۷-۳)$$

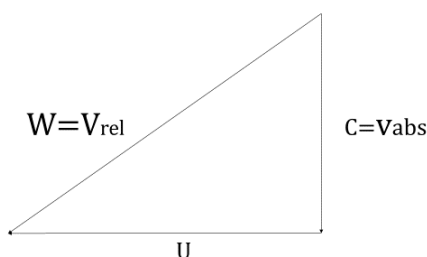
قدرت:

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

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:



$$C = V_{abs} \quad , \quad W = V_{rel} \quad , \quad U = U$$

همچنین به کمک مثلث سرعت‌ها می‌توان صورت دیگری از معادله اوایلر^۱ را

بدست آورد:

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

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

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

^۱ Leonhard Euler

با جایگذاری در H'' داریم:

$$H'' = \frac{V_{abs2}^2 - V_{abs1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2}{2g} \quad (33-3)$$

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

دو عبارت دیگر نشان دهنده تغییر انرژی استاتیک سیال می‌باشد (در ماشین‌های آبی به ارتفاع پتانسیل موسوم است).

معادلات اوایلر برای توربوماشین‌های محوری با توجه به اینکه $U = U_1 = U_2$ ، به صورت زیر ساده می‌شود:

برای توربین

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g} \quad (34-4)$$

با توجه به قانون انرژی داریم:

قانون اول

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta h + \Delta k + \Delta E_p \quad (35-3)$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \iint_{c.s} \left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right) (\rho \cdot \vec{C} \cdot d\vec{A}) \quad (36-3)$$

از این روابط نتیجه می‌گیریم (با توجه به اینکه جریان ورودی و خروجی را یک بعدی فرض کردیم):

$$\frac{dQ}{dm} + \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) + \frac{dW}{dm} \quad (37-3)$$

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 می‌باشد.

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

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

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 قسمت‌های 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 درفت تیوب و جمع کننده

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + Z_3 + \tau_{2-3} \quad (44-3)$$

در مجموع

$$H'' = \left[\left(\frac{P_3 - P_0}{\gamma} \right) + \left(\frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} \right) + (Z_3 - Z_0) \right] + \tau_{0-3} \quad (45-3)$$

که

$$\tau_{0-3} = \tau_{0-1} + \tau_{1-2} + \tau_{2-3} \quad (46-3)$$

برای توربین‌های آبی داریم:

$$H'' = \left(\frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (Z_0 - Z_3) - \tau_{0-3} \quad (47-3)$$

که

$$H = \left(\frac{P_0 - P_3}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_{abs0}^2 - V_{abs3}^2}{2g} \right) + (Z_0 - Z_3) \quad (48-3)$$

$$H'' = H - \tau_{0-3} \quad (49-3)$$

H ارتفاع مفید می‌باشد.

از قبل داشتیم:

$$H'' = \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} + \frac{V_{rel2}^2 - V_{rel1}^2}{2g} \quad (50-3)$$

و همچنین

$$H'' = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_{abs1}^2 - V_{abs2}^2}{2g} - \tau_{1-2} \quad (51-3)$$

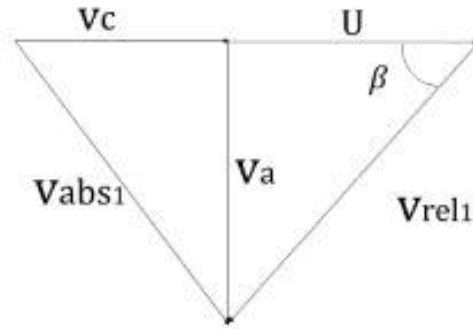
با ترکیب این دو رابطه داریم:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_{rel1}^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_{rel2}^2}{2g} - \tau_{1-2} \quad (52-3)$$

اگر از تلفات هیدرولیکی صرف نظر کنیم، داریم:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} (V_{rel1}^2 - V_{rel2}^2) \quad (53-3)$$

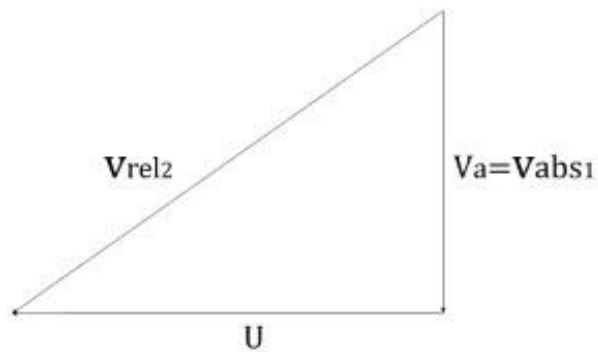
با توجه به مثلث سرعت‌ها



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

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

$$\rightarrow V_{rel_1}^2 = V_a^2 + \frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} \quad (56-3)$$



$$V_{rel_2}^2 = V_a^2 + U^2 \quad (57-3)$$

$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} - U^2 \right) \quad (58-3)$$

$$t = 2\pi R_h \tan \beta \rightarrow \tan \beta = \frac{t}{2\pi R_h} \quad (59-3)$$

$$\rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{2\pi^2 R_h^2 V_a^2}{t^2} - \frac{U^2}{2} \quad (60-3)$$

$$(24)$$

فصل ۴:

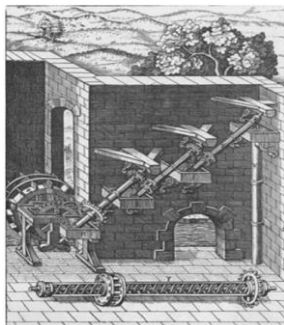
پیشینه تحقیق

تمامی توربین‌های اسکرو نصب شده در سراسر دنیا، پمپ‌هایی هستند که به صورت معکوس عمل می‌کنند. تمام اسکروهای شناخته شده از زمان باستان دارای پره‌هایی هستند که داخل یک سیلندر قرار گرفته‌اند. اولین بار در قرن پانزدهم بلیفورتیس^۱ پمپی با چند پره داخل یک سیلندر تحلیل نمود.

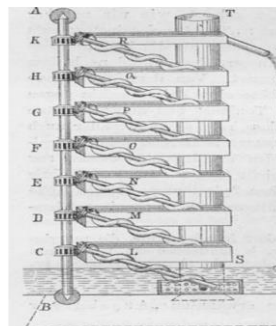


شکل ۴-۱ (پمپ بلیفورتیس) (۲۵)

بعدها در قرن شانزدهم کاردانو^۲ کارکرد جدیدی از پمپ اسکرو را ارائه داد. وی از چند ردیف پمپ استفاده کرد و نام آن را ماشین آگزیبورگ نامید. راملی^۳ نیز با استفاده از دو ردیف پره برای اولین بار طراحی پره‌های پمپ اسکرو را متحول کرد (۲۶).



شکل ۴-۳ (ماشین راملی) (۲۶)



شکل ۴-۲ (ماشین آگزیبورگ) (۲۶)

^۱ Poly Fvrtys

^۲ Cardano

^۳ Ramlee

- در سال ۱۹۸۶ نایجل^۱ هندبوکی را برای پمپ-توربین اسکروی ارشمیدس به صورت تجربی گردآوری کرد که هدف او از این آزمایش محاسبه حد بالای سرعت دورانی اسکرو برای جلوگیری از اغتشاشات جریان بود. در نتیجه 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 می‌دهد را مشخص کرد (۲۷).

- در سال ۱۹۹۹ برادا^۲ آزمایشی را با عنوان تولید الکتریسته در سایت کوچک با استفاده از توربین‌های اسکرو را انجام داد. هدف وی از این کار محاسبه بیشترین ظرفیت جذب انرژی و ترسیم منحنی بازده بود، آزمایش او بر روی یک توربین با قطر ۱۰۵۰ میلیمتر و طول ۴/۷ متر در آزمایشگاه مجهز توربوماشین دانشگاه پراگ^۳ انجام شده است. مدل ساخته شده در حالت‌های پمپ و توربین مورد آزمایش قرار گرفته است و تاثیر هد ورودی و شیب توربین، دبی و پارامترهای دیگر بر عملکرد توربین بررسی شده است. نتایج بدست آمده وی به شرح زیر است:

۱- افزایش هد ورودی بر دبی، گشتاور تولیدی و توان خروجی به صورت خطی تاثیر گذار است یعنی با افزایش هد پارامترهای مذکور افزایش می‌یابد.

۲- بازده توربین با افزایش هد افزایش می‌یابد و این افزایش بازده در هد های پایین مشهود تر است. با عبور هد از حد خاصی منحنی بازده توربین تغییر چندانی نمی‌کند یعنی با عبور از حد خاصی وابستگی خود را به هد و دبی ورودی را از دست می‌دهد.

^۱ Nagel

^۲ Brada, K

^۳ Prague

۳- در حالت کارکرد به صورت توربین زاویه مناسب برای نصب بین ۲۵ تا ۳۶ درجه است. زاویه‌های کوچکتر ظرفیت جذب انرژی را کاهش می‌دهد و لذا طول اسکرو افزایش می‌یابد. هرچه زاویه بزرگتر شود، دبی خروجی کمتر می‌شود. 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. زاویه‌های بزرگتر هد را افزایش می‌دهند و لذا طول اسکرو کاهش می‌یابد.

۴- در مقایسه انجام شده در زاویه ۳۰ درجه، در دبی‌های کمتر از نیم دبی بیشینه مطالعه ($Q < 1/2 Q_{max}$)، بازده پمپ حدود ۲ درصد بیشتر است.

۵- در هدهای مختلف دبی سیستم در حالت توربین از پمپ بالاتر است (۲۸).

- در ژانویه سال ۲۰۰۰ کریس رورز^۱ مطالعه بر روی طراحی بهینه یک پمپ اسکرو ارشمیدس را با هدف بهینه سازی حجم آب موجود در هر باکت پمپ اسکروی ویتروویوس^۲ به سرانجام رساند. در این مطالعه که صرفاً به صورت تئوری انجام شده است، با ارائه نسبت‌های بی‌بعد گام و شعاع حجم بهینه آب هر باکت در زوایه‌ها و تعداد دور مختلف در یک پمپ ارشمیدس محاسبه شده است. تنها نقطه ضعف این تحقیق این می‌باشد که بحثی پیرامون عملکرد در حالت توربین نشده است. نتایج وی به شرح زیر می‌باشد:

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

^۱ Chris Rorres

^۲ Vitruvius

۲- طبق اطلاعات هندبوک نایجل، نسبت بهنیه شعاع داخلی به خارجی پمپ اسکرو ۴۵ درصد است ولی نتایج این مطالعه مقدار بهنیه برای نسبت شعاع را ۵۴ درصد بیان می‌کند.

۳- طبق اطلاعات هندبوک نایجل، گام اسکرو برای زوایای کمتر از ۳۰ درجه $R/2$ ، برای ۳۰ درجه $2R$ ، برای بیش از ۳۰ درجه $R/6$ 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 می‌بیند (۱۷).

- در سال ۲۰۰۷ نیز بارد^۱ عملکرد هیدرودینامیکی توربین ارشمیدس را در رودخانه دارت کانتری پارک بررسی کرد، این مطالعه به سفارش کمپانی پاور^۲ بر روی اولین توربین اسکرو نصب شده در بریتانیا^۳ انجام شده است. توسط شرکت جی پی، یک سیستم کنترل سرعت متغیر بر روی این توربین نصب شده است تا در بارهای جزئی بتواند بدون افت هد فعالیت داشته باشد. در این مورد چندین آزمایش مختلف انجام شده است تا سیستم در حالت‌های مختلف با داده‌های سازنده مقایسه شود و عملکرد این سیستم بررسی شود. چند سنسور در بالادست و پایین دست جریان نصب شده است تا عملکرد جریان را مورد بررسی قرار دهد. اهداف وی از انجام این آزمایش:

۱- دسترسی به مقدار بازده در یک محدوده از توان ورودی/خروجی

۲- مقایسه بازده سیستم با پیش بینی‌های سازنده

۳- دسترسی به بازده اینورتور در یک محدوده از توان ورودی/خروجی

۴- مقایسه بازده سیستم اینورتور با پیش بینی‌های سازنده

^۱ N. Bard

^۲ Our Power co

^۳ Great Britain

۵- مقایسه بازده سیستم کنترل سرعت متغیر با سیستم سرعت ثابت و دسترسی به اینکه آیا بازده سیستم به طور مشخصی افزایش می‌یابد یا خیر.

نتایج وی از این آزمایش:

۱- با فرض درستی مقادیر اندازه گیری شده، میانمایی بین داده‌های فراهم شده در کسر دبی $0/59$ ، بازده ناخالص سیستم سرعت ثابت $0/69$ است در حالیکه در سیستم سرعت متغیر $0/73$ است که 4% درصد بالاتر است. به این علت است که در سیستم سرعت متغیر تلفات هد صفر است در حالیکه در سیستم سرعت ثابت، تلفات وجود دارد بنابراین بازده کلی و هد در سیستم سرعت متغیر، 8% درصد بیشتر است. همچنین به علت وجود اینورتر، بازده سیستم سرعت متغیر، حدود 4% درصد کمتر است. برآیند نتایج حاکی از بالاتر بودن 4% درصدی بازده سیستم سرعت متغیر است.

۲- نتایج نشان می‌دهد، در دبی‌های پایین بازده اینورتور^۱ بیش از بازده هد است. بنابراین سیستم سرعت متغیر کارآمدتر از سیستم سرعت ثابت است. اگر بازده اینورتور در دبی‌های زیاد $0/96$ فرض شود، بازده هد برای سرعت‌های ثابت بیشتر است. لذا در دبی‌های بالاتر سیستم سرعت ثابت، کارایی بهتری دارد.

۳- با سیستم سرعت متغیر، باکت‌ها پرت‌تر هستند و آب زمان بیشتری را در مسیر توربین طی می‌کند. یکی از این نتایج نشت بیشتر از درون سیستم است و در نتیجه بازده خود توربین، نه بازده سیستم در مقایسه با سیستم سرعت ثابت کمتر است.

۴- با سیستم سرعت متغیر در سرعت‌های پایین صدای تلاطم کمتری وجود دارد که باعث افزایش ملایم بازده نسبت به سیستم سرعت ثابت می‌شود.

^۱ Inverter

۵- سرعت در سیستم سرعت متغیر از سیستم سرعت ثابت کمتر است بنابراین تلفات در بلبرینگ‌ها در آن واحد کمتر می‌باشد.

۶- قدرت سیستم انتقال در سیستم سرعت متغیر در سرعت پایین تر و گشتاور بالاتری کار می‌کند. این تلفات به طور مستقیم به سرعت وابسته هستند بنابراین بازده در سیستم سرعت متغیر بالاتر است.

✓ ایرادی که می‌توان به آزمایش وی گرفت در واقع این است که برای اندازه‌گیری جریان دو سنسور نصب شده است. سنسور دوم که در پایین کانال و تقریباً ۱ متر بالاتر از ورودی توربین نصب شده است، سرعت جریان را اندازه‌گیری می‌کند که به دلیل کاهش طول مستقیم، دقت پخش نامتقارن جریان را کاهش می‌دهد. هنگامی که جریان جزئی برقرار است، هنگام بازشدن دریچه جریان به سرعت تخلیه می‌شود و به دلیل وجود توربولنس^۱ در این بخش، تعدادی ورتکس^۲ ایجاد می‌شود. بنابراین تعیین معیار دقیق سنسور دوم امکان پذیر نبوده و مرزهای بیشینه و کمینه در محاسبات بازده جریان در آن لحاظ نشده است. ضمناً مطالعات تنها برای یک کسر دبی انجام شده است و باید دید آیا در دبی‌های دیگر نیز این نتایج برقرار است یا خیر (۲۹).

• در سال ۲۰۰۹ جرالده مولر^۳ و جمیز سِنیئر^۴ تئوری توربین‌های اسکرو ارشمیدس را با هدف استخراج مدل تئوری معادلات حاکم بر پمپ اسکرو که به صورت توربین به کار برده می‌شود را ساده کردند تا بتوانند مقایسه‌ای میان نتایج حاصله با داده‌های تجربی انجام دهند. این دو بخشی از آن که بر روی محفظه پیرامونی توربین قرار گرفته است در انتقال انرژی شرکت نمی‌کند. دو شرط اساسی طراحی توربین:

^۱ Turbulence

^۲ Vortex

^۳ Gerald Muller

^۴ James Senior

✓ شعاع خارجی باید از عمق آب بالادست بیشتر باشد و شعاع داخلی باید تا حداکثر ممکن کوچک باشد، رعایت شده است. نیروی هیدرواستاتیکی اعمال شده بر روی یک پره که ناشی از اختلاف سطح آب در بالادست و پایین دست پره است، به عنوان عامل محرک باعث دوران توربین می شود و همانند ماشین های فشار هیدرواستاتیک (HPM)

✓ بازده تنها تابعی از نرخ سطح آب در بالادست و پایین دست پره است. مدل ارائه شده توسط این محققین به سبب عدم بررسی نشت از فضای بین شعاع نوک پره تا محفظه بیرونی، از دقت کافی در مقایسه با نتایج تجربی برخوردار نبود. لذا با تعریف بازده نشت به صورت $Ral = 1 - \frac{Q_1}{Q}$ که دبی نشت، خود تابعی از قطر محفظه و گپ بین شعاع نوک پره و محفظه بود بازده را اصلاح کردند. نتایج حاصله از ضرب بازده نشت در بازده هیدرواستاتیکی توربین نشان دهنده همخوانی بالا با نتایج تجربی دارد.

نتایج بدست آمده آن ها:

- ۱- بازده توربین اسکرو ارشمیدس تابعی از هندسه توربین و نشت است.
- ۲- در هر توربین، عامل محدودکننده بازده توربین، افزایش نشت و نرخ آب در بالادست به شعاع توربین است.
- ۳- بازده توربین با کاهش افت هد بین پره ها افزایش می یابد (افزایش تعداد دورها و کاهش زاویه نسبت به سطح افق) و با افزایش نرخ آب بالادست به شعاع دوران توربین.

نقاط ضعف کار آن ها:

- ۱- از اثرات فشار دینامیکی جریان آب برای دوران توربین صرفه نظر شده است.
- ۲- اثرات تغییر زاویه توربین نسبت به سطح افق با گام های زیاد و به صورت تئوری بررسی شده است و لذا چندان قابل اتکا نیست (۳۰).

• در سال ۲۰۱۲ مارسل رایت^۱ دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد دانشگاه کَلگری^۲ یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ را با هدف یافتن زاویه بهینه برای نصب توربین مورد آزمایش قرار داد. او یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ در زاویای ۲۸ تا ۳۵ درجه (زاویه توصیه شده در اکثر مراجع معتبر) با گام ۱ درجه را 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 رودخانه‌ای است. سرعت دورانی به کمک یک سرعت‌سنج و گشتاور نیز به کمک یک پولی اصطکاکی اندازه‌گیری و توربین مورد آزمایش کاملاً در آب غوطه‌ور شد. نتایج وی براین اساس می‌باشد:

۱- در سرعت‌های مختلف توان تولیدی در زاویای مختلف نصب اختلاف چندانی ندارد ولی بعد از زاویه ۳۴ درجه توان تولیدی افت شدیدی می‌کند.

۲- بین گشتاور و سرعت دورانی رابطه معکوس وجود دارد و بعد از زاویه ۳۴ درجه گشتاور نیز افت شدیدی می‌کند. برای رسیدن به گشتاور بهینه باید به سرعتی توجه نمود که بیشترین توان را تولید می‌کند زیرا الزاماً گشتاور بیشینه نقطه‌ای نیست که توان بیشینه را نیز تولید کند و هدف طراحی نیز همواره توان بیشینه است.

۳- 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.

۴- رابطه بین توان، سرعت و زاویه نصب یک چند جمله‌ای از درجه ۲ به بالا است در حالی که رابطه بین گشتاور، سرعت و زاویه نصب خطی معکوس است.

^۱ Marcel Wright

^۲ University of Calgary

۵- 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 ± 3 درجه است.

نقطه ضعف این آزمایش را می توان مطالعه تنها برای گام ۶۰٪ دانست یعنی ابتدا به طور جداگانه گام بهینه شده است و سپس گام بهینه در زوایای مختلف بهینه شده است. یعنی از اصل سوپروپوزیشن^۱ استفاده شده است که با توجه به نبود رابطه خطی بین این پارامترها اینگونه بهینه سازی قابل قبول نیست (۳۱).

• در سال ۲۰۱۲ ویلیام کریستوفر شلیر^۲ دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد دانشگاه لهای^۳ بررسی عددی بر روی مشخصات عملکردی توربین اسکرو ارشمیدس با گام های متفاوت را انجام داد. وی توربین ارشمیدس در دو حالت گام ثابت و گام متغیر مدل سازی کرد. معادلات حاکم بر اسپیلاین پره در متلب نوشته شده و سپس فایل حاصل به صورت یک فایل وارد SolidWorks شده است. از مدل مش بندی متحرک استفاده و از روش قاب مرجع برای حل معادلات حاکم بر مسئله استفاده کرد. برای مدل سازی اغتشاشات جریان از گروه نرمالایز شده $k-\epsilon$ استفاده شده است. نتایج با کمک نرم افزار ANSYS پردازش شد و به دور توربین یک محفظه در نظر گرفته است.

✓ نتیجه وی از این بررسی نوع حل عددی حاکم بر مسئله از نوع گذرا است و نتایج نشان می دهد 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 و تنها ایرادی که می توان به تحلیل وی گرفت این است که از اثرات سطح آزاد در توربین صرفه نظر شده است و توربین را به صورت جریان توسعه یافته در نظر گرفته است و لذا از نشت و تلفات نیز صرفه نظر شده است (۲۲).

^۱ Superposition

^۲ William Christopher Schleicher

^۳ Lehigh University

- در سال ۲۰۱۲ الکیستیس استرجیوپولوس^۱، واسیلیوس استرجیوپولوس^۲ مقاله‌ای را تحت عنوان بررسی امکان استفاده از توربین‌های ارشمیدس در یونان با هدف ارائه ساز و کاری برای محاسبه بازده توربین ارشمیدس و امکان‌سنجی تولید و نصب توربین‌های جریان سطحی ارشمیدس ارائه کردند. در این مطالعه تحلیلی-تجربی، آن‌ها ابتدا به بررسی نقاط با پتانسیل جریان‌ات سطحی بالا در یونان پرداختند و ۱۴ نقطه به عنوان محل‌های مناسب نصب توربین معرفی کردند. در میان این محل‌ها، کانال‌های روباز، جریان‌ات سطحی و ساحلی وجود دارند.

✓ نتیجه انجام این مطالعه این می‌باشد که توربین‌های جریان سطحی، نیاز به کار عمرانی ندارند و جریان‌های شناور را به برق تبدیل می‌کنند. این توربین‌های حلزونی می‌توانند پتانسیل استخراج شده جریان‌های طبیعی و ... را به خوبی استخراج کنند. می‌توان چندین نمونه از این توربین‌ها را به صورت سری قرار داد و انرژی تولیدی را افزایش داد.

✓ متأسفانه هیچ نمونه‌ای از این توربین ساخته نشده است و روابط حاکم بر آن نیز بیان نشده است و صرفاً در حد یک ایده باقی مانده است (۲۰).

- در سال ۲۰۱۲ کریشنا کومار^۳، یان دیوید^۴ مدل‌سازی تئوری را به منظور تولید توان از منابع آب خانگی و توسعه مدل جریان آن و با هدف بررسی امکان تولید برق به کمک توربین اسکروی ارشمیدس از تانک‌های ذخیره آب خانگی در برج‌های بلند انجام دادند. در این مطالعه، تانک آب تغذیه یک برج مسکونی که در ارتفاع بالاتری از سطح زمین قرار گرفته است به عنوان منبع آب بالادستی توربین در نظر گرفته شده است و آب از طریق خطی از زیر این منبع به این توربین وارد می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که

^۱ Alkistis Stergiopoulous

^۲ Vassilios Stergiopoulous

^۳ R. Krishna Kumar

^۴ S. Ian David

اگر از ژنراتور با آهن ربای دائمی استفاده شود بازده تولید برق افزایش می‌یابد.

نقاط ضعف کار آنها این است که:

۱- نتایج به صورت تجربی مورد آزمایش قرار نگرفته است.

۲- برق تولیدی با این روش تا ۲۰ کیلووات است (۳۲).

- در سال ۲۰۱۲ یول هیراژ^۱ دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد دانشگاه گجه^۲ رفتار مکانیکی توربین‌های اسکرو را به صورت عددی و تجربی با هدف بررسی همزمان اثرات گام و زاویه توربین بر عملکرد آن مورد تحلیل قرار داد. توربین اسکرو در سه گام $1/2$ ، $1/6$ و ۲ برابر شعاع خارجی و در زوایای ۲۵ تا ۵۰ درجه به صورت ریاضی و تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. 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. دستاوردهای وی از این تحلیل:

۱- در حالت بدون بار توربین اسکرو با گام $2R$ ، سرعت دورانی بیشتری را در زاویه ۳۵ درجه تولید می‌کند.

۲- 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.

۳- بهترین عملکرد را در بین هر سه توربین، گام دو برابر شعاع دارد (۳۳).

^۱ Yul Hizhar

^۲ Gadjah Mada University

- در سال ۲۰۱۲ بامبنگ یولیستیانتو^۱، یول هیراژ^۲ و لیسدیانتی^۳ طی آزمایشی تأثیرات دبی و زاویه توربین اسکروی ارشمیدس با ۲ سری پره را بر عملکرد تولید انرژی بررسی کردند. توربین طراحی شده با گام ۱/۶ برابر شعاع خارجی و طول ۱ متر، به صورت تجربی در آزمایشگاه ساخته شد. نتایج آن‌ها:

۱- با افزایش دبی، توان تولیدی در هر سرعتی افزایش می‌یابد.

۲- با افزایش زاویه محور تا حدود ۴۰ درجه، توان تولیدی در هر دبی افزایش می‌یابد که این افزایش توان در دبی‌های بالاتر مشهودتر است ولی در زوایای بیش از ۴۰ درجه در هر دبی توان تولیدی کاهش می‌یابد. علت آن، این است که در زوایای بالاتر، هنگام ورود آب به بالادست توربین، جهش در جریان اتفاق می‌افتد که باعث کاهش نیروی وارده از طرف آب به پره‌های توربین می‌شود.

۳- در دبی‌های پایین با افزایش زاویه، بازده پیوسته کاهش می‌یابد ولی در دبی‌های بالا، تا زاویه حدود ۳۵ درجه، بازده افزایش و سپس کاهش می‌یابد.

۴- زاویه مناسب بین ۳۰ تا ۴۰ درجه است.

متأسفانه آن‌ها اثرات را فقط در توربین دو پره بررسی کرده‌اند و اعتبارسنجی میان نتایج با کارهای عددی انجام نداده‌اند (۳۴).

- در سال ۲۰۱۲ آلیوس لاشوفر^۴، ورنر هاول^۵ مقاله‌ای را با عنوان مرز دانش و دستورالعمل‌های طراحی توربین اسکروی ارشمیدس و با هدف بررسی توان و کارکرد توربین‌های اسکروی نصب شده در اروپا در ژورنال

^۱ Bambang Yulistiyanto

^۲ Yul Hizhar

^۳ Lisdiyanti

^۴ Alois lasher

^۵ Werner Hawle

بین‌المللی قدرت آب و سدها^۱ منتشر کرد. در این مطالعه، ۷۱ توربین اسکرو در سراسر اروپا مورد مطالعه قرار گرفت. اطلاعات مورد نیاز در ۳۱ مورد، از اپراتور توربین‌ها و در باقی موارد با آزمایش در محل گردآوری شده‌است. بازده میانگین در این توربین‌ها در بار طراحی ۶۹ درصد بوده است و بیشترین بازده نیز ۷۴ درصد گزارش شده است. نتایجشان از این مطالعه تجربی به شرح زیر می‌باشد:

- ۱- توان تولیدی در سیستم‌هایی که با سرعت متغیر کار می‌کنند بالاتر است البته به وضوح در بارهای جزئی.
- ۲- هزینه ساخت توربین سرعت متغیر مشابه با سیستم با سرعت ثابت، ۷۰,۰۰۰ یورو بالاتر است.
- ۳- در طراحی‌ها بهترین عملکرد مربوط به سیستم با سرعت ثابت است (۳۵).

- در سال ۲۰۱۳ ماری لیونز^۲، ویلیام دیوید لوبیتز^۳ توربین اسکروی را با طول ۵۸ سانتی‌متر و ۳ ردیف پره ساختند و مورد آزمایش قرار دادند و سپس با یک نمونه واقعی، نتایج بدست آمده را مقایسه کردند. هدف آن‌ها بررسی اثرات عمق پایین‌دست جریان و سرعت دوران بر روی تولید توان و افزایش بازده بود. در نهایت آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کاهش عمق پایین‌دست جریان، باعث افزایش هد شده و توان تولیدی و بازده نیز افزایش می‌یابند. نتایج در رابطه با سرعت دوران توربین و عمق پایین‌دست گویای این مطلب است که پیک توان خروجی در سرعت‌های مختلف با تغییر عمق جریان، تغییر زیادی نمی‌کند. یعنی اینکه با انتخاب سرعت مناسب می‌توان توان را در محدوده زیادی از عمق‌های پایین‌دست، ثابت نگه داشت و این امر علت به کارگیری توربین ارشمیدس با سرعت ثابت است (۳۶).

^۱ The international Journal on Hydropower & Dams

^۲ Murray Lyons

^۳ William David Lubitz

- در سال ۲۰۱۳ الکیستیس استرجیوپولوس^۱، اِفروسینی کالکانی^۲ فرآیند حل عددی جریان حاکم بر توربین ارشمیدس به طور کامل را بیان کردند، روش ساخت هندسه، تولید فایل STL و تبدیل فایل مذکور به فایلی خوانا در نرم افزارهای طراحی، نحوه و نوع مش بندی، معادلات حاکم بر حل، اعم از اویلر و نویراستوکس، شرایط حل و شرایط مرزی حل به صورت کامل بیان شد. هدف آن‌ها ارائه مدل عددی برای آنالیز توربین زاویه دار ارشمیدس در زوایای مختلف بود. نتایج بدست آمده از این مطالعه:

۱- حل عددی توربین اسکرو به فرض جریان سطح آزاد برای اولین بار

۲- حل سه بعدی توربین اسکرو با مش های هشت ضلعی منتظم

متأسفانه با وجود ارائه فرآیند دقیق حل عددی، گزارشی از نتایج این حل و اعتبار سنجی نتایج با کارهای تجربی انجام شده، ارائه نشده است (۳۷).

- در سال ۲۰۱۳ جیک کابان^۳، لژک گاردینسکی^۴ مطالعه ای بر روی سیستم های تخلیه توربین های متفاوت در کشورهای مختلف اروپایی انجام دادند. سیستم های مورد استفاده شامل قرارگیری یک جک هیدرولیکی زیر توربین و داخل سطح پایین دست آب برای بالا و پایین بردن توربین و تغییر زاویه توربین است. در این سیستم ها امکان تغییر ارتفاع توربین به کمک تنها یک جک هیدرولیکی وجود ندارد، به همین دلیل یک نقطه ثابت در بالادست توربین برای دوران توربین تعبیه می شود. در این سیستم امکان تغییر شیب برای افزایش بهره وری توربین وجود دارد ولی امکان محافظت از توربین در برابر خطر سیلاب ها وجود ندارد. این مطالعه با هدف انتخاب سیستم مناسب برای تخلیه و محافظت از توربین در مقابل سیلاب ها صورت گرفت. سیستم ارائه شده در این مطالعه شامل زنجیر و

^۱ Alkistis Stergiopoulou

^۲ Efrossini Kalkani

^۳ Jacek Caban

^۴ Leszek Gardyński

وینچ^۱ از بالای توربین است. به کارگیری دو زنجیر در بالادست و پایین دست توربین این امکان را فراهم می‌سازد تا علاوه بر تغییر شیب، تغییر ارتفاع در بالادست و پایین دست توربین، به‌طور همزمان رخ دهد. همچنین توربین نیز در مواقعی در ارتفاع بالاتری قرار می‌گیرد و تا از آن محافظت شود (۳۸).

- در سال ۲۰۱۳ الکیستیس استرجیوپولو^۲، افروسینی کالکانی^۳ رفتار توربین نوین ارشمیدس را با هدف بررسی شیب توربین بر عملکرد آن از ۰ تا ۹۰ درجه مورد تحلیل و آزمایش قرار دادند. برای بررسی اثر شیب توربین بر عملکرد آن، دو نمونه توربین ساخته شد که یکی به صورت پمپ-توربین و دیگری به عنوان توربین عمل می‌کند. نتایج آن‌ها از این تحلیل و آزمایش به شرح زیر می‌باشد:

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

۲- زاویه بهینه نصب توربین بین ۲۰ تا ۳۴ درجه است.

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

نقطه ضعف این مطالعه تحلیلی این است که توربین جریان سطحی ارشمیدس معرفی شده است اما هیچ فرمولاسیون و جزئیاتی برای عملی‌سازی این توربین ارائه نشده است (۳۹).

- در سال ۲۰۱۳ دریک نویرنبرگ^۴، کریس روز^۵ مطالعه‌ای بر روی مدل تحلیلی برای جریان ورودی در یک اسکرو و تولید توان هیدرودینامیکی

^۱ Winch

^۲ Alkistis Stergiopoulou

^۳ Efrossini Kalkani

^۴ Dirk M. Nuernbergk

^۵ Chris Rorres

آن انجام داد. هدفش از این مطالعه بررسی و مدلسازی پارامترهای جریان ورودی بر روی عملکرد توربین اسکرو بود. در این مطالعه توربین با ابعاد واقعی به صورت تحلیلی مدل سازی شد تا اثرات عمق آب بالادست و اغتشاشات جریان در بالادست توربین بر عملکرد توربین اسکرو بررسی شود. نتایج نشان می دهد برای بالاتر رفتن کارایی توربین، عمق آب بالادست 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 باکتهای توربین می شود. کنترل دریچه ورودی آب به توربین نیز باعث می شود تا افت هد توربین در ورودی به حداقل برسد. متأسفانه شاهد این مسئله بودیم که نتایج بدست آمده با مدل های تجربی مقایسه نشده است (۴۰).

- در سال ۲۰۱۳ ماساؤ تاکانوا^۲، ماکتو شیممورا^۱ مدل سازی و بررسی بر روی عملکرد توربین اسکرو با روش نیمه‌ضمنی جزء متحرک انجام دادند، هدفشان از این کار، بررسی همزمان اثرات اختلاف فشار هیدرواستاتیکی و فشار دینامیکی در رانش توربین است. در این مطالعه از روش MPS استفاده شده است که برای جریانات تراکم ناپذیر به کار برده می شود. در این روش توربین به عنوان یک جسم صلب فرض می شود و جریان آب نیز به صورت اجسام کوچکی با قطر مشخص حول آن دوران می کنند. توربین مدل شده، دارای ۴ ردیف پره بوده که طول قسمت پره دار توربین ۱ متر است. حل گذارای عملکرد توربین در یک بازه چند ثانیه ای تا رسیدن توربین به ثبات نشان می دهد در دبی های مختلف با شیب ثابت، در شروع حرکت تلفات گشتاور زیاد است که دلیل این امر افزایش آب در پایین دست پره بالادستی جریان است که باعث اختلاف ارتفاع منفی در پره شده و گشتاور را تلف می کند. با گذشت زمان و در نیمه ابتدایی حرکت، با افزایش دبی، سرعت دوران زیاد می شود و اختلاف سطح آب

^۱ Makoto Shimomura

^۲ Masao Takano

کاهش می‌یابد در این حالت عامل دوران توربین، انتقال مومنتوم به واسطه سرعت دوران است. در این شیب ثابت، گشتاور تولیدی در نیمه اول توربین و نیمه دوم توربین، تقریباً با هم برابر است و توزیع گشتاور در سطح مقطع توربین، تقریباً یکنواخت است و با توجه به ثبات تولید گشتاور پایین‌دست توربین، هندسه پره‌ها، عامل بسیار مهمی در انتقال انرژی در این بخش است اما در شیب‌های مختلف و در دبی ثابت با وجود عملکرد یکسان در شروع حرکت، در شیب‌های پایین در نیمه دوم توربین، سرعت دورانی افزایش و گشتاور دورانی کاهش می‌یابد. در این حالت درصد گشتاوری که به واسطه انتقال مومنتوم تولید می‌شود، بین ۵۰ تا ۵۸ درصد است. هرچه شیب کمتر شود، سرعت دوران کاهش یافته و سهم گشتاور تولیدی در پایین‌دست جریان افزایش می‌یابد. در این حالت سطح آب در پایین‌دست جریان بین پره‌ها افزایش می‌یابد و گشتاور تولیدی به واسطه اختلاف فشار هیدرواستاتیکی افزایش می‌یابد. نتیجه اینکه در زوایای کمتر از ۱۵ درجه نسبت به سطح افق، اختلاف فشار هیدرواستاتیکی عامل غالب برای تولید گشتاور در پایین‌دست جریان است. نتیجه‌گیری وی از این مطالعه عددی بیان می‌کند که وقتی دبی جریان بالاست، اختلاف سطح آب در بالا و پایین‌دست پره کاهش می‌یابد و عامل دوران نیروی ناشی از انتقال مومنتوم به سرعت دوران وابسته است. ولی در هنگام وجود اختلاف سطح آب بین پره‌ها، مخصوصاً در دبی در زوایای کم و سرعت‌های دوران پایین، عامل مسلط در دوران توربین، نیروی ناشی از اختلاف فشار هیدرواستاتیکی است (۴۱).

- در سال ۲۰۱۳ علی رضا^۱، میان سلیم^۲ و یاسر سلیم^۳ توربین ارشمیدس را برای تولید سایت‌های تولید انرژی با هد پایین به کمک سیمولینک در متلب مدل‌سازی کردند. هدفشان در این مطالعه، بررسی پارامترهای

^۱ Ali Reza

^۲ Mian Saleem

^۳ Yasir Saleem

مختلف توربین ارشمیدس در هد ثابت $1/5$ متر است. در این مطالعه به کمک روابط ریاضی ابتدا پارامترهای مستقل و وابسته توربین مشخص می‌شود. سپس ورودی‌های مسئله مشخص شده و پارامترهای خروجی را به صورت گرافیکی بر حسب متغیرهای مستقل مسئله نشان داده‌اند. دستاورد آن‌ها از این مدل‌سازی به شرح زیر می‌باشد:

۱- سرعت دوران توربین با حجم آبی که در هر دور از توربین خارج می‌شود، متناسب است، هرچه حجم آب خروجی، افزایش یابد، سرعت دوران توربین کاهش می‌یابد.

۲- توان هیدرولیکی توربین با افزایش دبی، افزایش می‌یابد.

۳- شعاع‌های خارجی و داخلی توربین با هم متناسب هستند، با افزایش شعاع داخلی، شعاع بیرونی نیز افزایش می‌یابد. اغلب سازندگان برای نسبت شعاع داخلی به خارجی عدد بین $0/3$ تا $0/5$ را پیشنهاد می‌کنند.

۴- طول پره‌های اسکرو با شعاع خارجی آن متناسب است و با افزایش طول پره، شعاع خارجی نیز افزایش می‌یابد.

۵- عمق آب بالادست به طور مستقیم با دبی جریان رابطه دارد ولی عمق آب پایین‌دست با شعاع خارجی توربین متناسب است.

۶- بازده توربین با گام پره رابطه تنگاتنگی دارد.

در نهایت از این مطالعه به این نتیجه خواهیم رسید که در زاویه‌های کوچکتر، دبی بیشتر و بازده کمتر است در حالیکه در زوایای بزرگتر، دبی کمتر بوده و بازده بالاتر می‌باشد. در هر حال انتخاب زاویه و دبی وابسته به شرایط نصب سایت و نیاز مشتری است (۴۲).

فصل ۵:

روش حل و نرم افزار

روش انجام تحقیق به بخش‌های گردآوری داده‌ها، مدل‌سازی، حل عددی و در پایان روش‌های طراحی مسئله تقسیم می‌گردد. با پیشرفت روز افزون رایانه‌ها، حل عددی به بخش جدایی ناپذیر از طراحی‌های مکانیکی تبدیل شده است. حل عددی اجازه می‌دهد تا با فرآیندهای تکراری طراحی در زمان کوتاه‌تری نسبت به آزمایش‌های تجربی، نتیجه مطلوب بدست آید. مدل‌سازی 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 می‌شود که ساختار توربین و سایر اجزای آن طراحی گردد. پس از آن، فایل مدل ساخته شده به منظور شبکه‌بندی میدان حل، وارد نرم‌افزارهای شبکه‌بندی می‌شود. شبکه‌بندی اطراف پره‌ها 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 می‌پذیرد.

دینامیک سیالات محاسباتی نقشی حیاتی در طراحی توربوماشین‌ها ایفا می‌کند. این ابزار اجازه می‌دهد تا با فرآیندهای طراحی تکراری در زمان بسیار کوتاه تری نسبت به ساخت مدل به صورت صرفاً تجربی نتیجه مطلوب حاصل گردد. توربو ماشین یکی از زمینه‌های بسیار پرتعداد در دینامیک سیالات محاسباتی است.

۵-۱) طراحی هندسی

گام اول در طراحی یک توربوماشین با این روش و به صورت عمومی‌تر هر تحلیل عددی، مدل‌سازی هندسی مسئله است. توربین هیدروکویل به دلیل ویژگی‌های هندسی خاصی که دارد، نیاز به طراحی دقیق مخصوصاً در پروفیل پره دارد. برای این منظور هندسه پره آن به کمک اسپیلاین^۱ مدل‌سازی می‌گردد. از آنجا که در نرم‌افزارهای طراحی، امکان ورود تابع دقیق مطابق خواست کاربر در بحث اسپیلاین‌ها فراهم نیست، از روش دیگری استفاده می‌شود. به این منظور ابتدا به کمک معادلات ارائه شده در فصل دوم و با استفاده از نرم‌افزار متلب^۲ معادله حاکم بر پروفیل سه بعدی پره استخراج می‌گردد. سپس این معادله در یک فایل نرم‌افزار سالیدورکس^۳ ذخیره می‌شود تا نقاط سازنده پروفیل

^۱ Spline

^۲ MATLAB

^۳ SolidWorks

پره در یک فایل خوانا به نرم افزار اسکریپت^۱ و اسپیلاین سازنده پروفایل پره شکل بگیرد. گام بعدی افزودن محور توربین است که برای این منظور یک استوانه با شعاع متناسب با ارتفاع پره‌ها به مرکز اسپیلاین در صفحه سطح مقطع افزوده می‌شود (۴۳).

گام بعدی مدل‌سازی مجراهای ورودی و خروجی توربین اسکرو است که در بخش شبکه‌بندی اضافه می‌شود. نکته‌ای 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. استوانه‌ای با شعاع اندکی بیش از مجموع شعاع محور و ارتفاع پره‌ها تا لقی شعاعی مورد نیاز برای دوران پره ایجاد گردد.

۵-۲) شبکه بندی میدان حل

ورود به نرم‌افزار شبکه‌بندی، بخش بعدی فرآیند مدل‌سازی و تحلیل عددی است. شبکه‌بندی قلب فرآیندهای تحلیل عددی است. یک شبکه‌بندی مناسب می‌تواند علاوه بر افزایش دقت و پایداری حل، زمان همگرایی را نیز کاهش دهد. استفاده از شبکه با اندازه کوچک دقت حل را افزایش می‌دهد (۴۴). اما به رایانه‌هایی با قدرت بالا و زمان حل بیشتری نیاز دارند. در نقطه مقابل بکارگیری شبکه با سلول‌های بزرگتر، رایانه‌هایی با قدرت پردازش بالاتر را می‌طلبد و زمان حل را شدیداً افزایش می‌دهد. بنابراین باید بین استفاده از شبکه با سائز کوچک و بزرگ تعادل برقرار نمود. عناصر کوچکتر می‌توانند نزدیک دیوار و یا نواحی پراهمیت‌تر بکار گرفته شوند و در نواحی با اهمیت کمتر می‌توان سائز شبکه را افزایش داد. به این فرآیند اصطلاحاً بکارگیری اندازه تابع^۲ می‌گویند (۴۵، ۴۶). بعد از شبکه‌بندی میدان حل و ورود به فرآیند حل اولین کار بررسی استقلال نتایج از شبکه است. برای این منظور تعداد سلول‌های شبکه از تعداد کم تا زیاد افزایش می‌یابد تا نقطه‌ای که شیب تغییرات پارامتر مدنظر با افزایش تعداد سلول‌ها تقریباً صفر شود و یا به عبارت دیگر افزایش تعداد سلول‌ها دیگر بر نتایج تاثیری نگذارد و اینجا

^۱ Script

^۲ Size function

نقطه‌ای است که باید میدان حل با این تعداد عنصر شبکه‌بندی شود (۴۷). شناخت و گسسته‌سازی 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 استفاده از شبکه حل متحرک است. در این حالت شبکه حل با سرعت دوران برابر با سرعت گردش پره دوران می‌کند. 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 می‌کند. دوران قاب مرجع باعث نسبی شدن محاسبات پارامترهای جریان می‌گردد. 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 بی‌سازمان از نتایج خوبی برخوردار نیست، در این مطالعه از روش دوران قاب مرجع استفاده می‌شود (۴۵).

میدان سرعت در این روش نسبت به قاب مرجع مدور فرمول‌بندی می‌شود و بنابراین دو ترم شتاب کوریولیس^۱ و شتاب گریز از مرکز به معادله بقای مومنتوم اضافه می‌گردد. معادله تغییر یافته جرم و مومنتوم به شرح زیر است (۴۸):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \bar{v}_r = 0 \quad (1-5)$$

$$(2-5)$$

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

در معادله (۲-۵) \bar{v}_r بردار سرعت نسبی سیال، ρ چگالی سیال، ω بردار سرعت زاویه ای، p فشار، $\bar{\tau}_r$ تانسور تنش برشی، \bar{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 (۴۹).

^۱ Coriolis

در انسیس فلوئنت^۱ مدل استاندارد $k - \omega$ ، بر اساس مدل $k - \omega$ ویلککس^۲ می‌باشد، که تغییرات اثرات عدد رینولدز^۳ پایین، تراکم پذیری و جریان برشی پاششی را باهم ترکیب می‌کند. یکی از نقاط ضعف مدل ویلککس حساسیت به حل k و ω خارج از لایه برشی می‌باشد (حساسیت نسبت به جریان آزاد). هنگامی که رابطه‌های جدید در انسیس فلوئنت 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. با فرض جریان کاملاً توسعه یافته در ورودی، شرایط مرزی با معادلات تجربی زیر مدل‌سازی می‌شود.

$$\frac{\bar{u}}{U} = (1 - r/R)^{1/n} \quad (3-5)$$

$$n = -1.7 + 1.8 \ln Re_U \quad (4-5)$$

\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 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.

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

ω و k نیز از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$k = \frac{3}{2} (u_{ave} l)^2 \quad (6-5)$$

^۱ ANSYS Fluent

^۲ Wilcox

^۳ Reynolds

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (7-5)$$

معادلات (6-5) و (7-5) 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 (50).

$$\frac{u_p u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{k} \ln \left(E \frac{\rho u^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B \quad (8-5)$$

$$u^* = C_{\mu}^{3/4} k^{1/2} \quad (9-5)$$

$$\Delta B = \frac{1}{k} \ln(f_r) \quad (10-5)$$

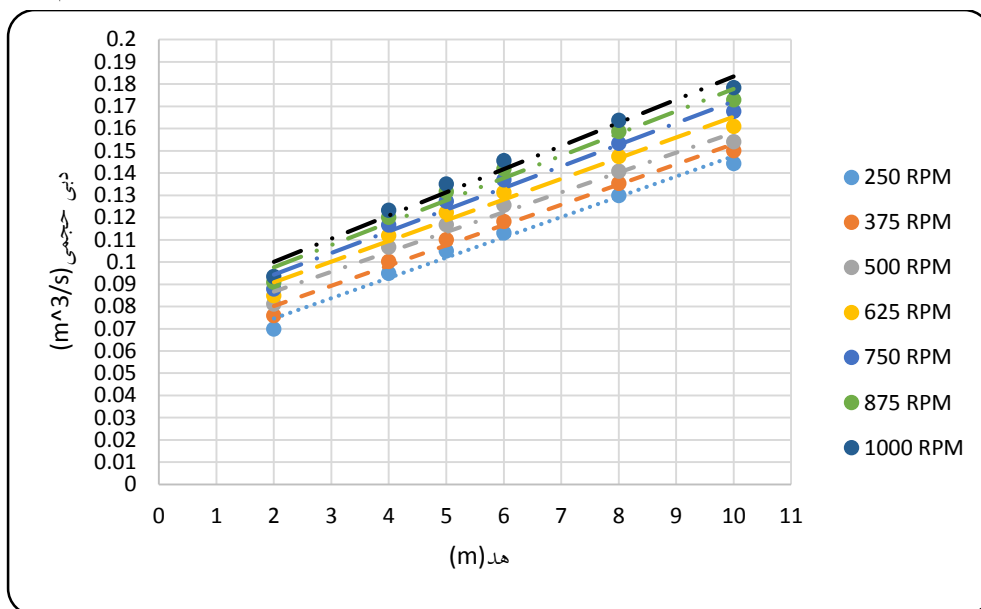
u_p سرعت میانگین سیال در نود p نزدیک دیواره است. u^* سرعت اصطکاکی، τ_w تنش برشی در دیواره، E ثابت تجربی و y_p فاصله از دیواره است.

فصل ۶:

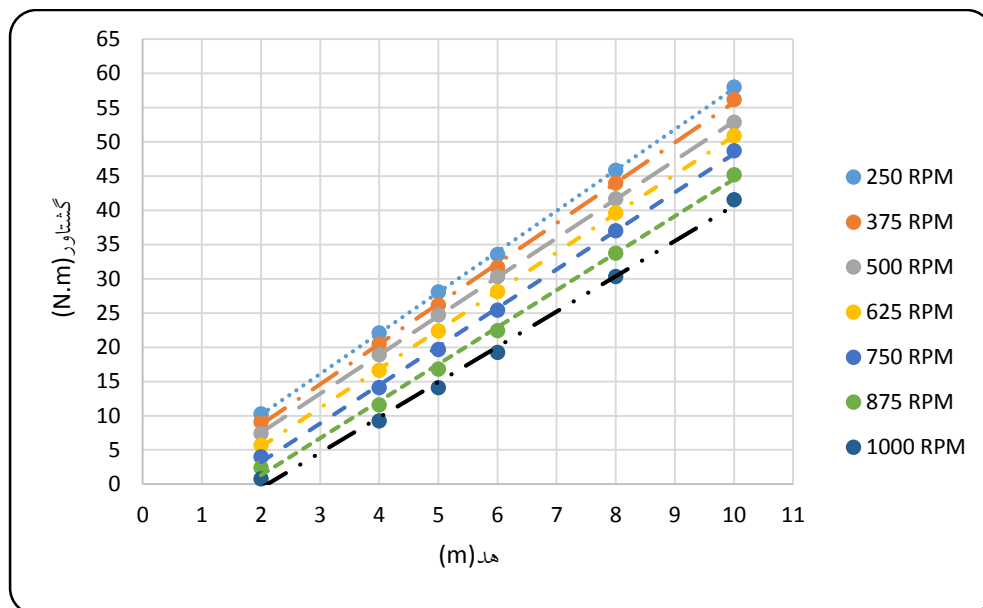
نتایج و نمودارها

۶-۱) نمودارها با شرایط هد ثابت

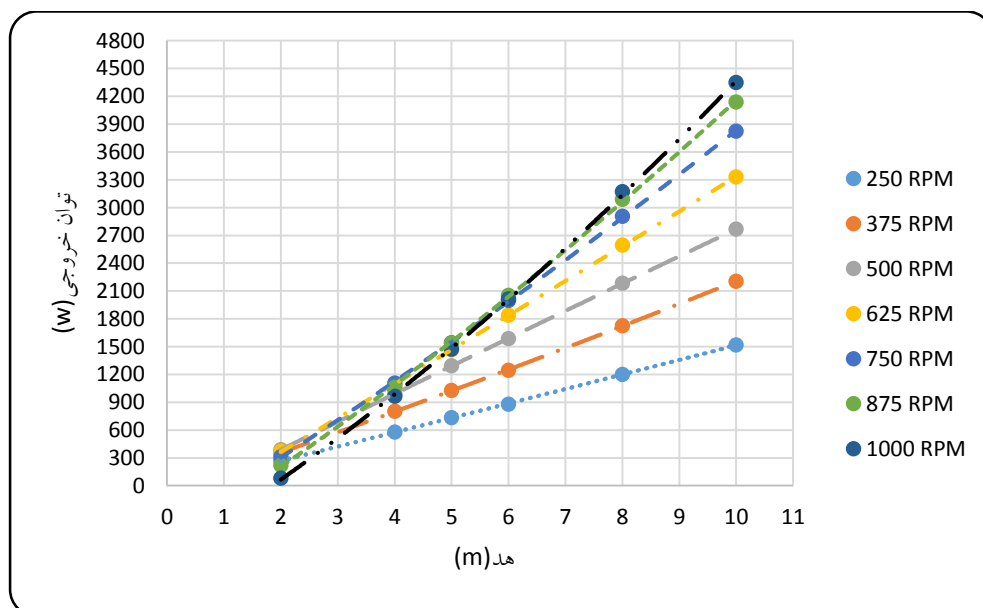
در این قسمت نمودارهای خروجی توربین هیدروکویل با شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه با تغییرات ۱۲۵ دور بر دقیقه را شاهد هستیم.



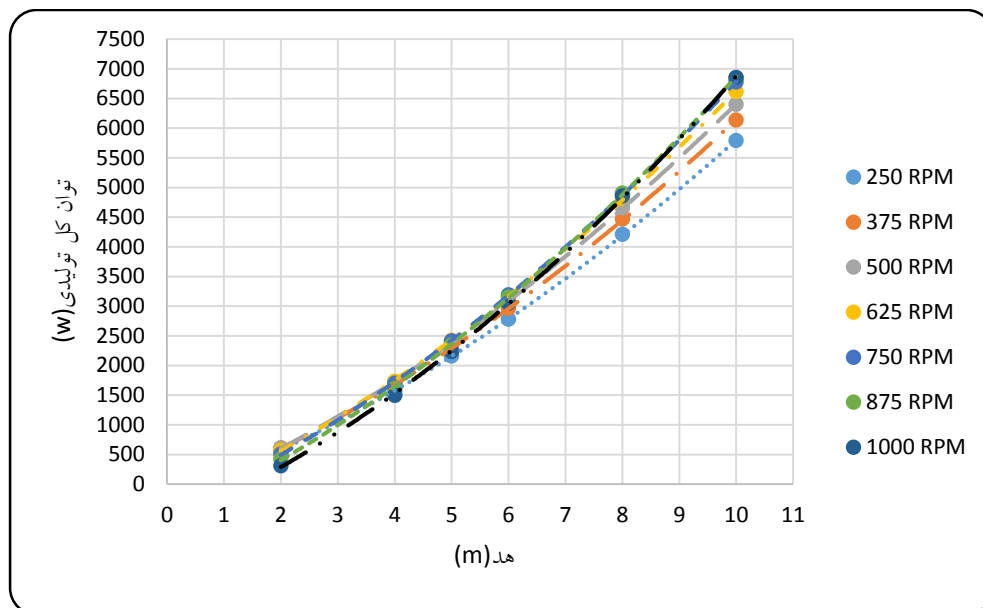
نمودار ۶-۱) (نمودار دبی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



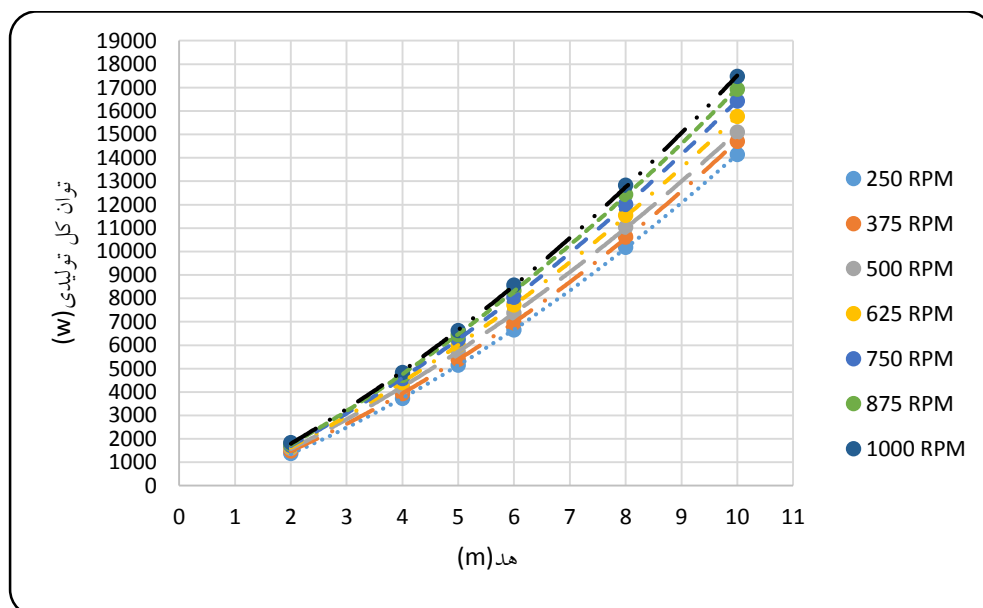
نمودار ۲-۶ (نمودار گشتاور بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



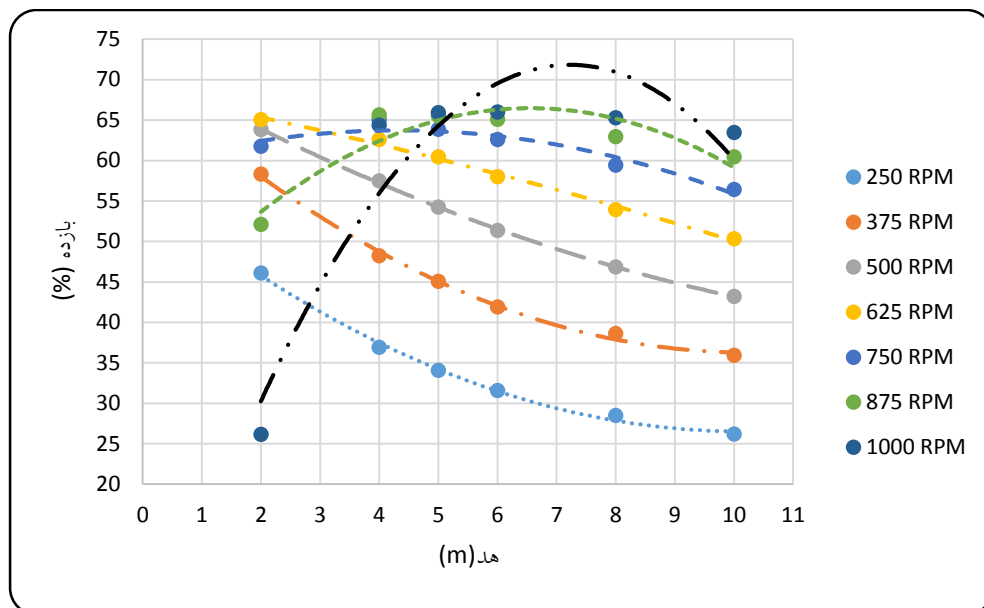
نمودار ۳-۶ (نمودار توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



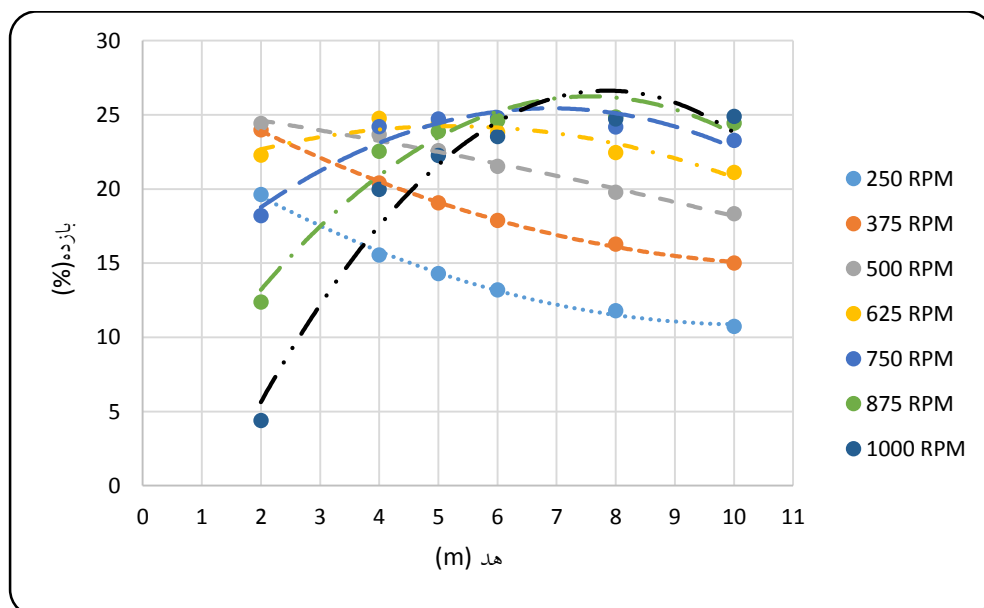
نمودار ۴-۶ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی شده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



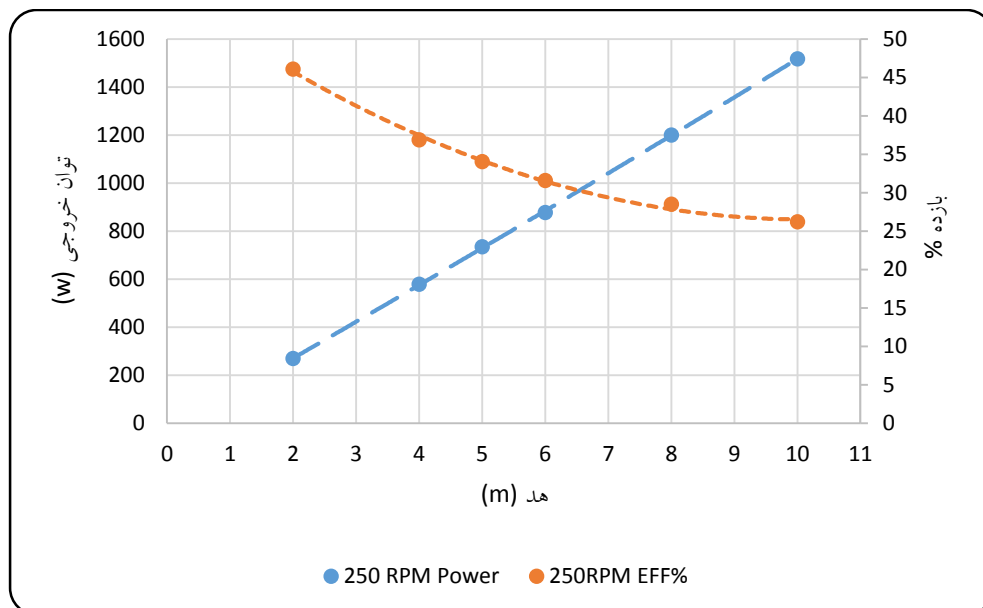
نمودار ۵-۶ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی نشده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



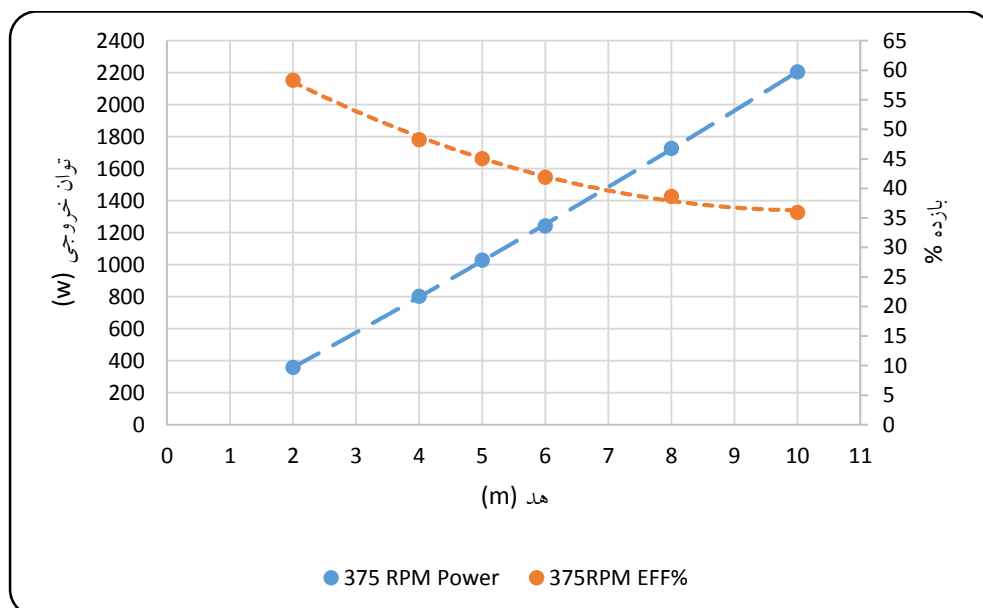
نمودار ۶-۶ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



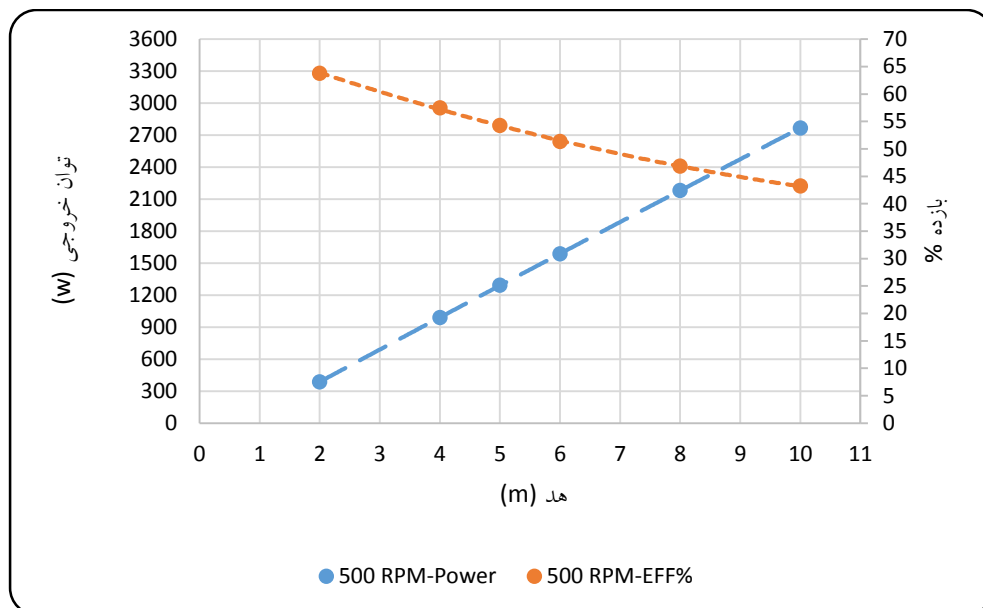
نمودار ۶-۷ (نمودار بازده با هد بازیابی نشده بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



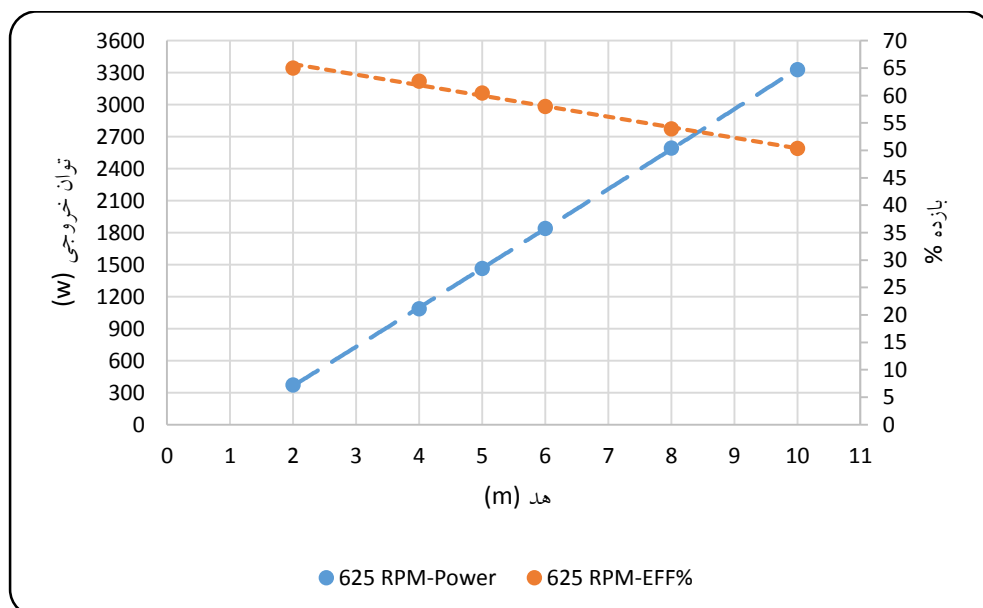
نمودار ۶-۸ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



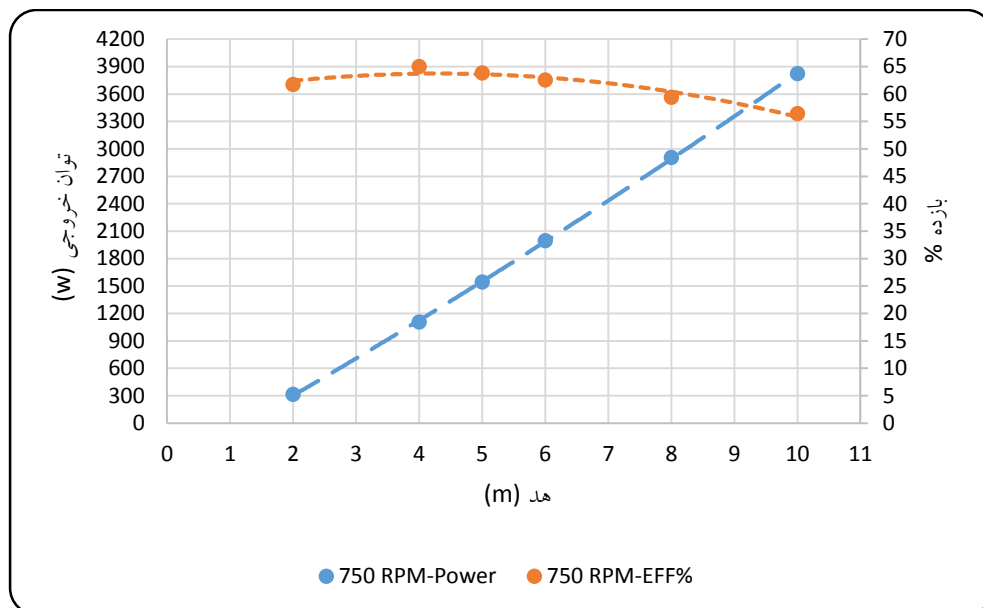
نمودار ۶-۹ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۳۷۵ دور بر دقیقه)



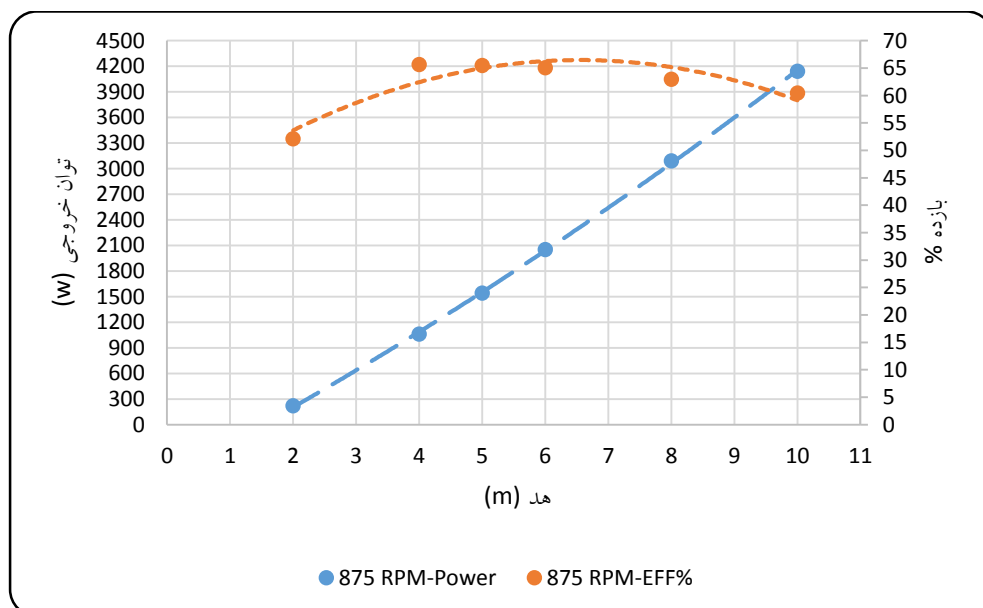
نمودار ۶-۱۰ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



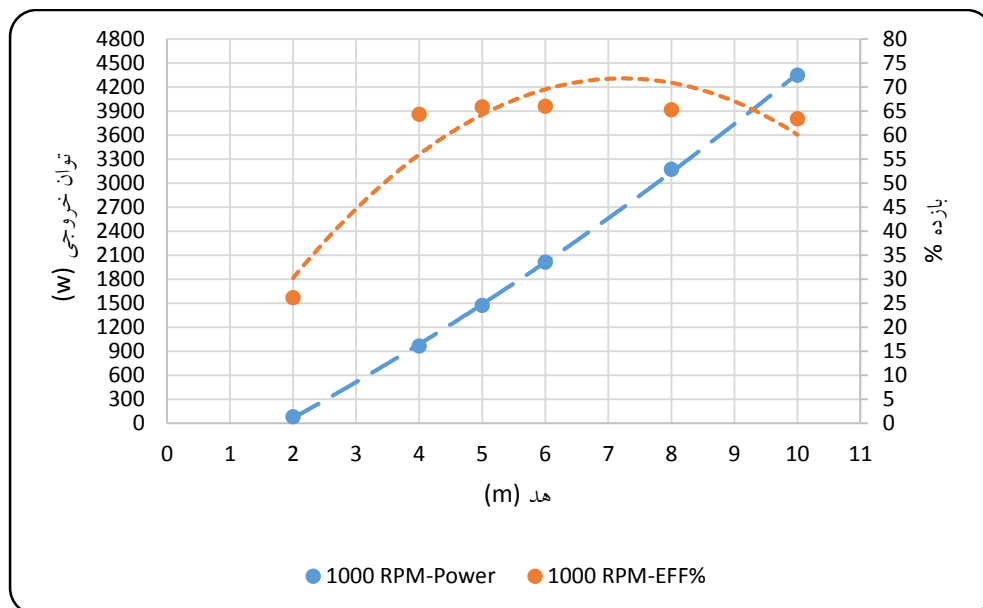
نمودار ۶-۱۱ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۶۲۵ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۱۲ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۱۳ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۸۷۵ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۱۴ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان خروجی بر حسب هد در شرایط هد ثابت در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)

همانطور که در نمودار (۶-۱) مشاهده می‌کنید با افزایش سرعت دورانی دبی نیز افزایش می‌یابد، این رفتار در مورد گشتاور (نمودار ۶-۲) نیز تقریباً تکرار می‌شود، در رابطه با قدرت خروجی، در هدهای کمتر از ۵ متر شرایط به گونه‌ای است که با افزایش سرعت دورانی قدرت خروجی کاهش می‌یابد اما بعد از هد ۵ متر رفتاری مشابه دبی و گشتاور را از خود به نمایش می‌گذارد (نمودار ۶-۳). در نمودارهای (۶-۴) و (۶-۵) شاهد رفتار توان تولیدی کل با هد بازیابی شده بر حسب هد و توان تولیدی کل با هد بازیابی نشده بر حسب هد هستیم که هر دو رفتاری مشابه و بصورت تابع نمایی از خود نشان می‌دهند، نمودارهای (۶-۶) و (۶-۷) بیانگر رفتار بازده با هد بازیابی شده بر حسب هد و بازده با هد بازیابی نشده بر حسب هد است، این نمودارها رفتاری نسبتاً مشابه را دارند که در سرعت دورانی‌های ۲۵۰ تا ۶۲۵ با افزایش هد بازده رفتار نزولی از خود به نمایش می‌گذارد اما با افزایش سرعت دورانی بازده نیز افزایش می‌یابد و نمودارهای هد ثابت دارای نقاط ماکزیممی در میانه مسیر شده و بعد از آن بازهم، مانند سرعت دورانی‌های پایین‌تر از خود رفتار نزولی را نشان می‌دهند.

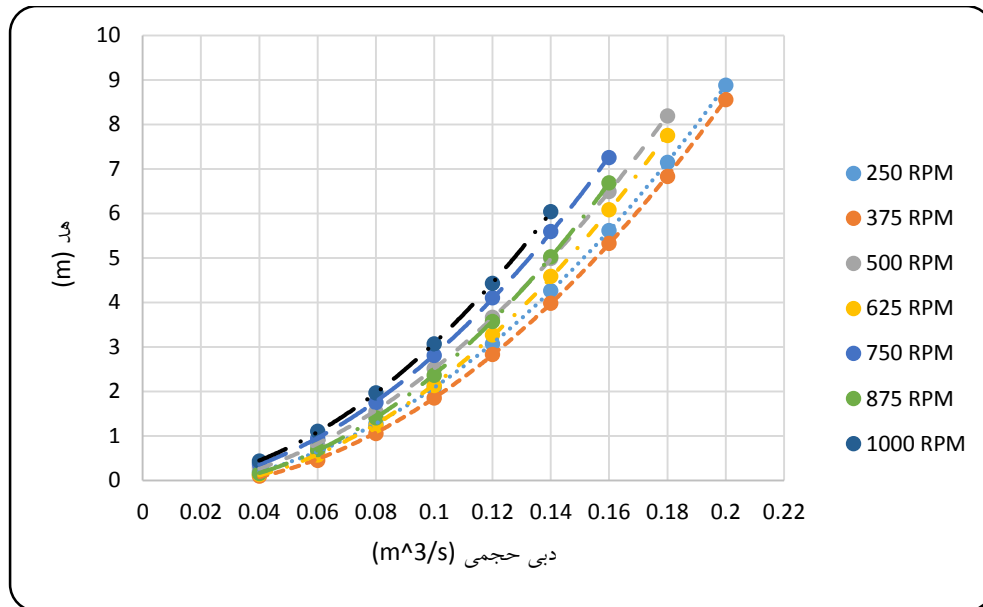
علت اصلی رسم نمودارهای (۶-۸) تا (۶-۱۴) بدست آوردن بهترین هد برای آن سرعت دورانی از طریق پیدا کردن نقطه تقاطع نمودارهای قدرت خروجی و بازده بر حسب هد می باشد، که نتایج این نمودارهای به شرح زیر می باشد.

جدول (۶-۱) محدوده بهترین هد برای عملکرد توربین هیدروکوئل در سرعت دورانی های مختلف

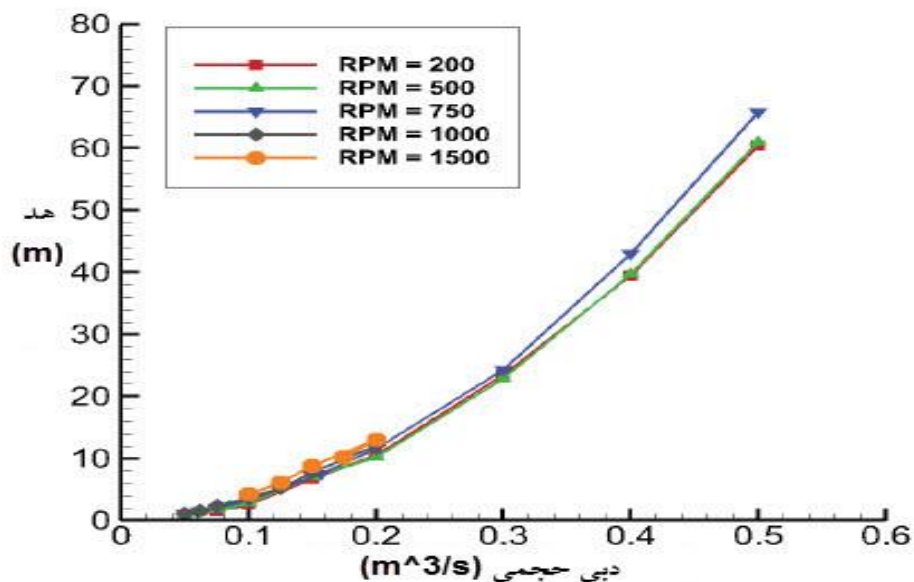
اسم نمودار	سرعت دورانی	محدوده بهترین هد
نمودار (۶-۸)	۲۵۰ دور بر دقیقه	بین ۶ تا ۷ متر
نمودار (۶-۹)	۳۷۵ دور بر دقیقه	حدوداً ۷ متر
نمودار (۶-۱۰)	۵۰۰ دور بر دقیقه	بین ۷ تا ۸ متر
نمودار (۶-۱۱)	۶۲۵ دور بر دقیقه	حدوداً ۸ متر
نمودار (۶-۱۲)	۷۵۰ دور بر دقیقه	حدوداً ۷ متر
نمودار (۶-۱۳)	۸۷۵ دور بر دقیقه	بین ۹ تا ۱۰ متر
نمودار (۶-۱۴)	۱۰۰۰ دور بر دقیقه	حدوداً ۹ متر

۶-۲) نمودارها با شرایط دبی ثابت

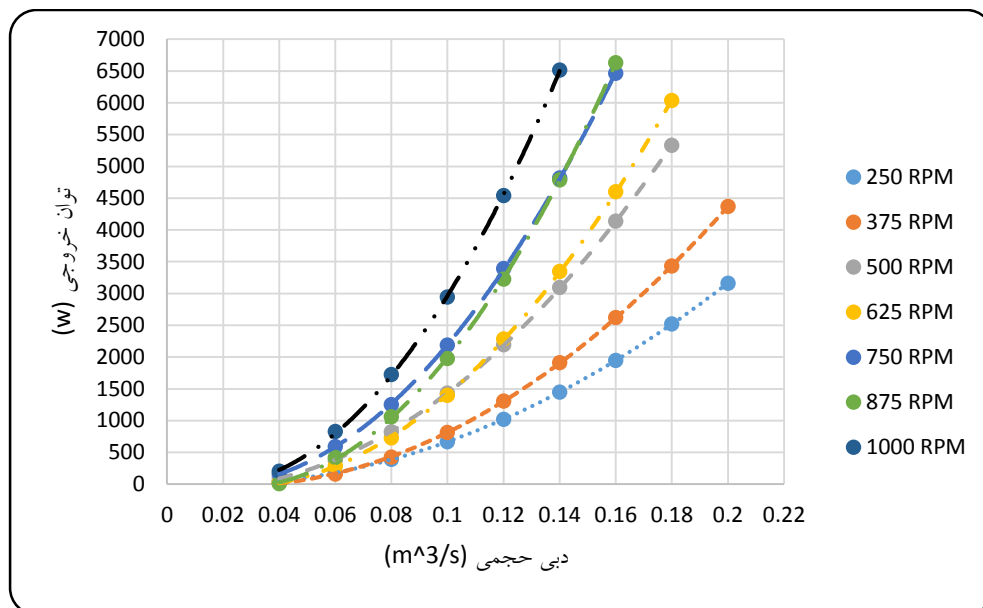
در این قسمت نمودارهای توربین هیدروکویل با شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه با تغییرات ۱۲۵ دور بر دقیقه را مشاهده می‌کنیم.



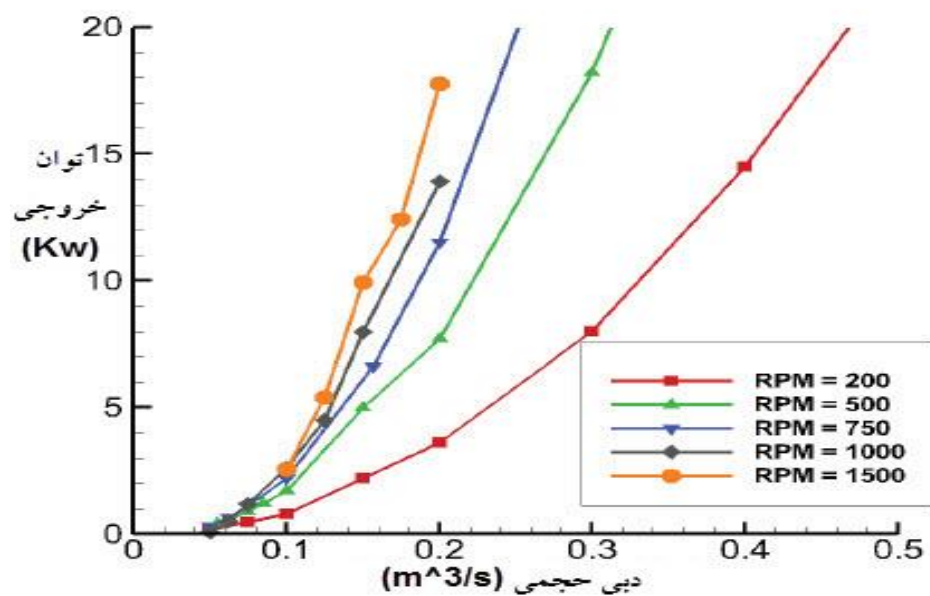
نمودار ۶-۱۵) (نمودار هد بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



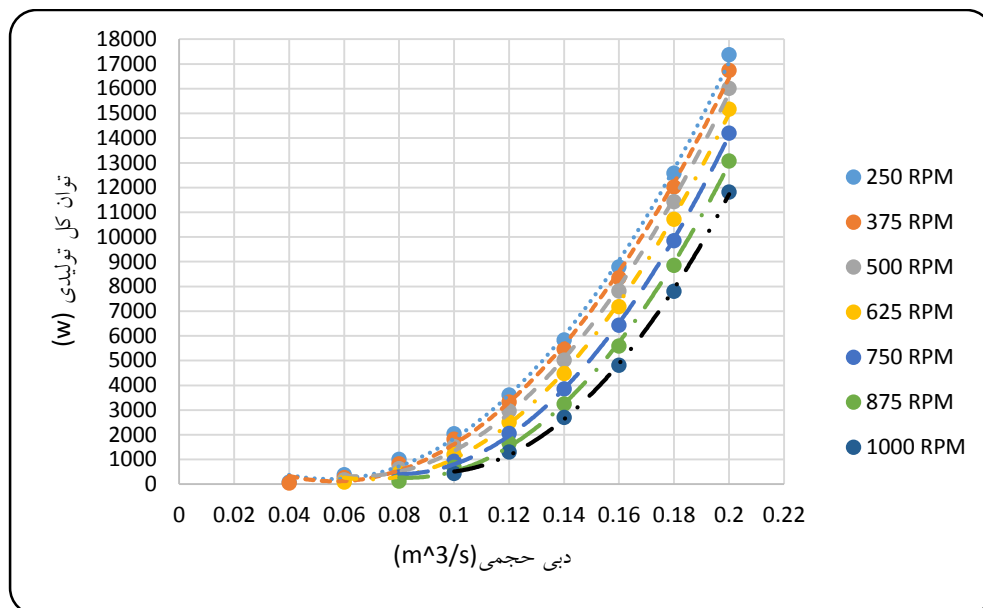
شکل ۶-۱) (نمودار هد بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه) (۲۲)



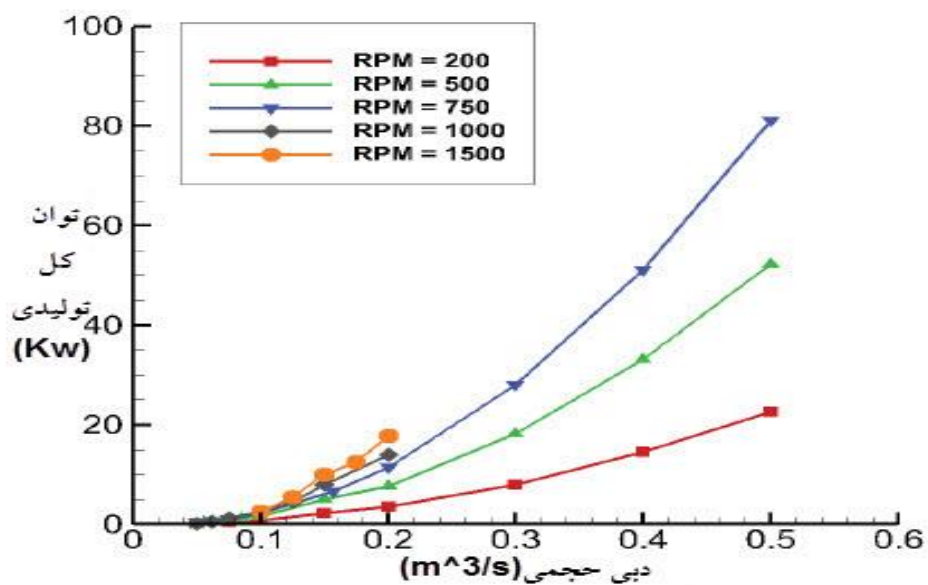
نمودار ۶-۱۶ (نمودار توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



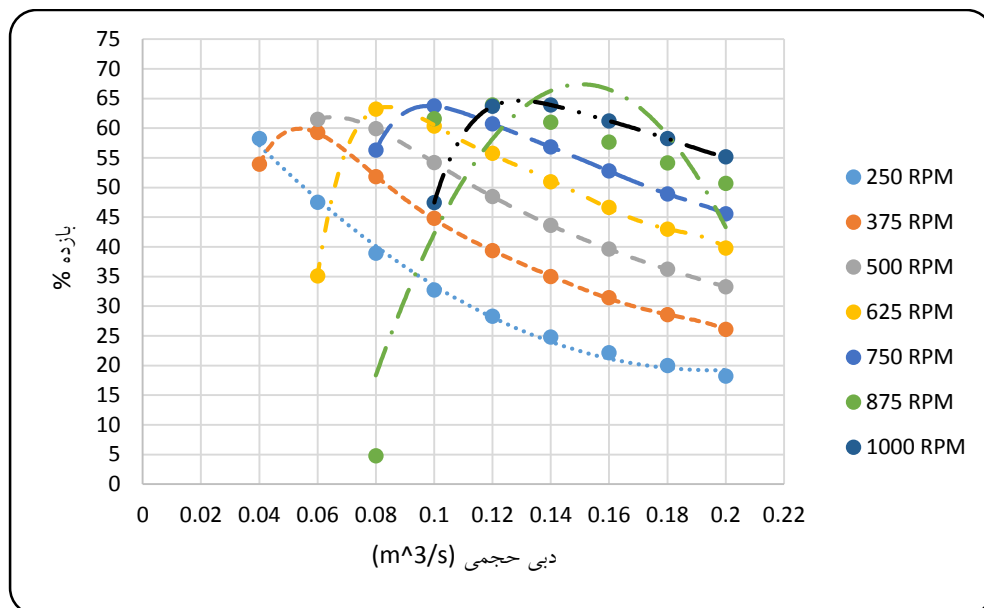
شکل ۶-۲ (نمودار توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه) (۲۲)



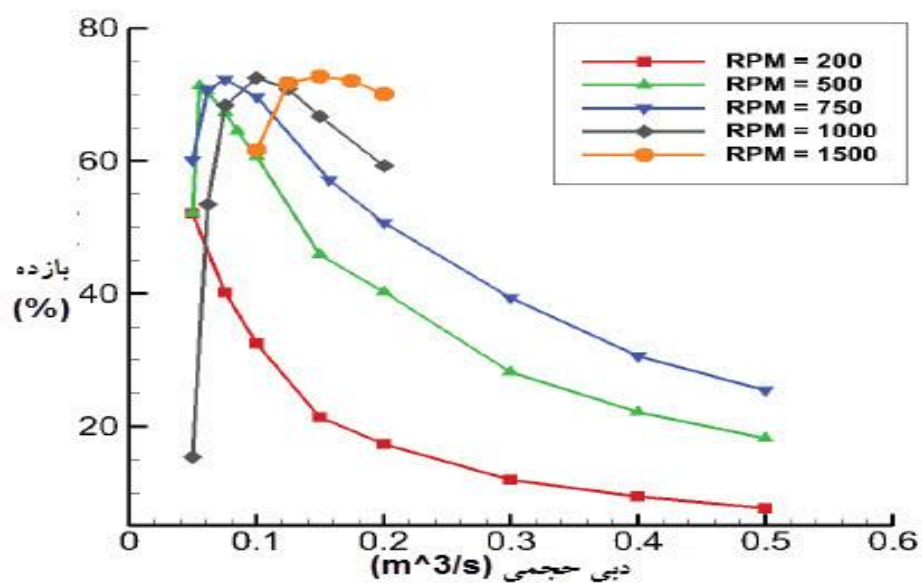
نمودار ۶-۱۷ (نمودار توان کل تولیدی با هد بازیابی شده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



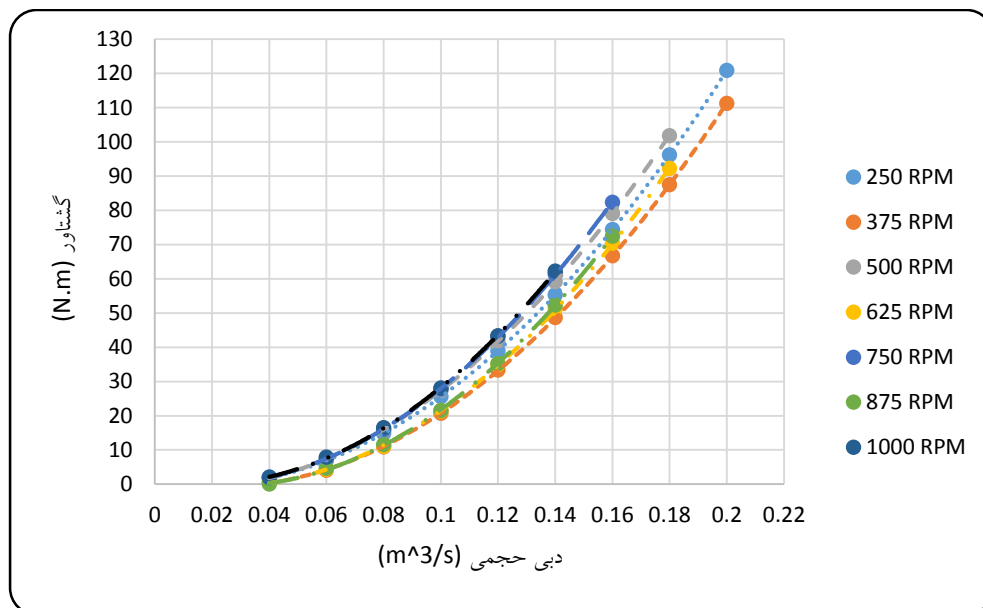
شکل ۶-۳ (نمودار توان کل تولیدی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه) (۲۲)



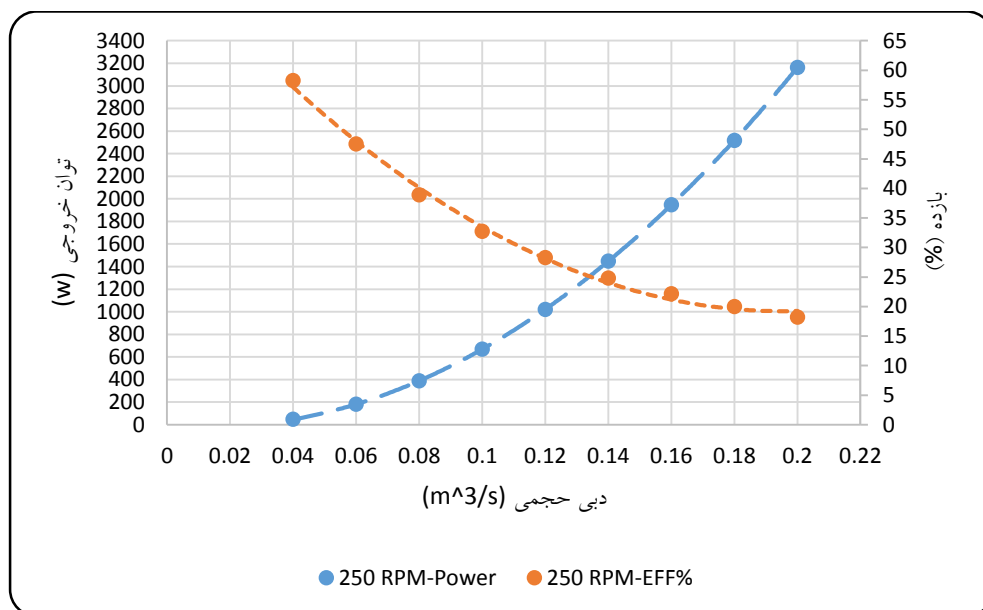
نمودار ۶-۱۸ (نمودار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



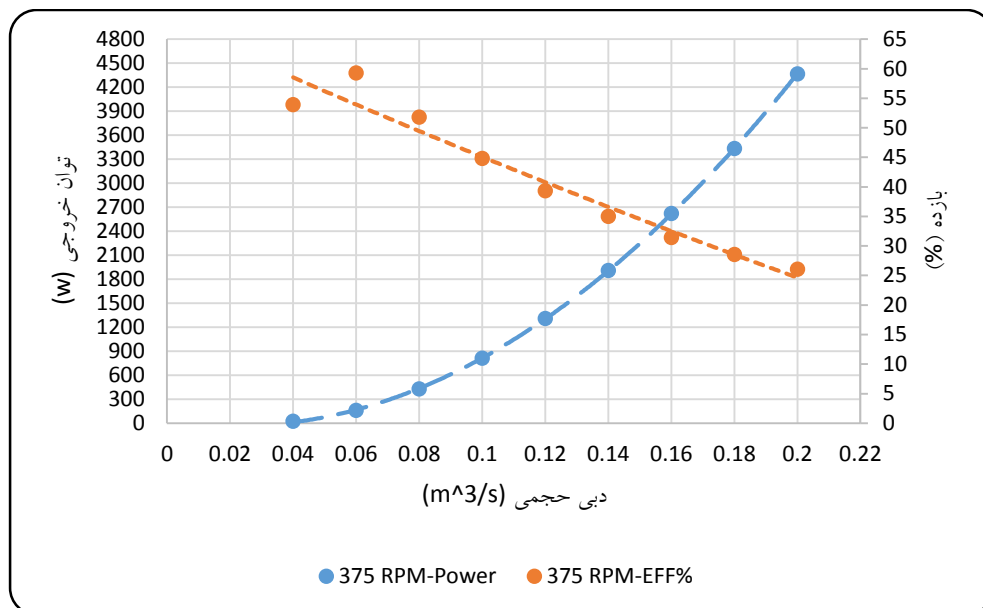
شکل ۶-۴ (نمودار بازده بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۰۰ الی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه) (۲۲)



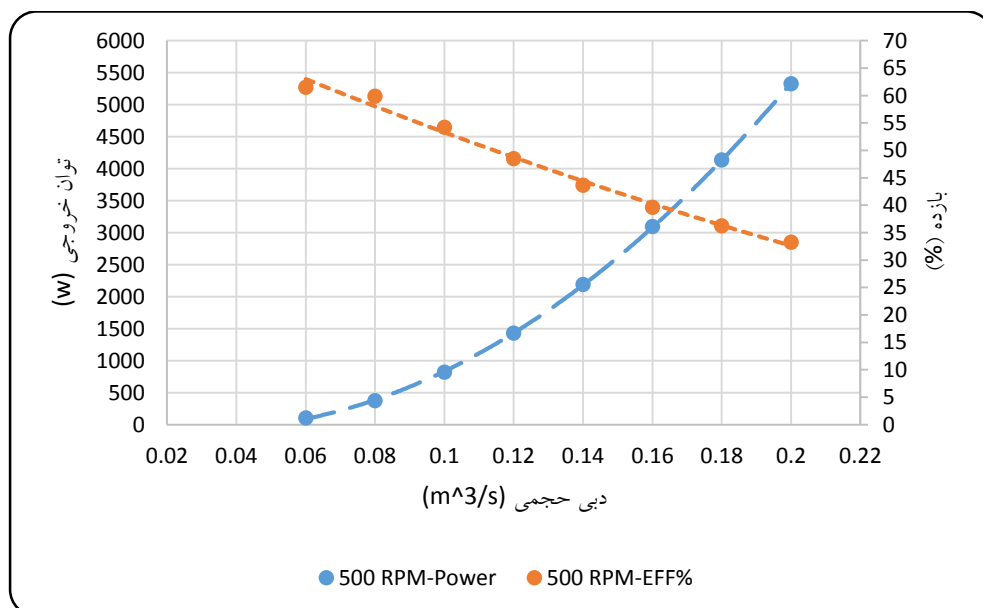
نمودار ۶-۱۹ (نمودار گشتاور بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



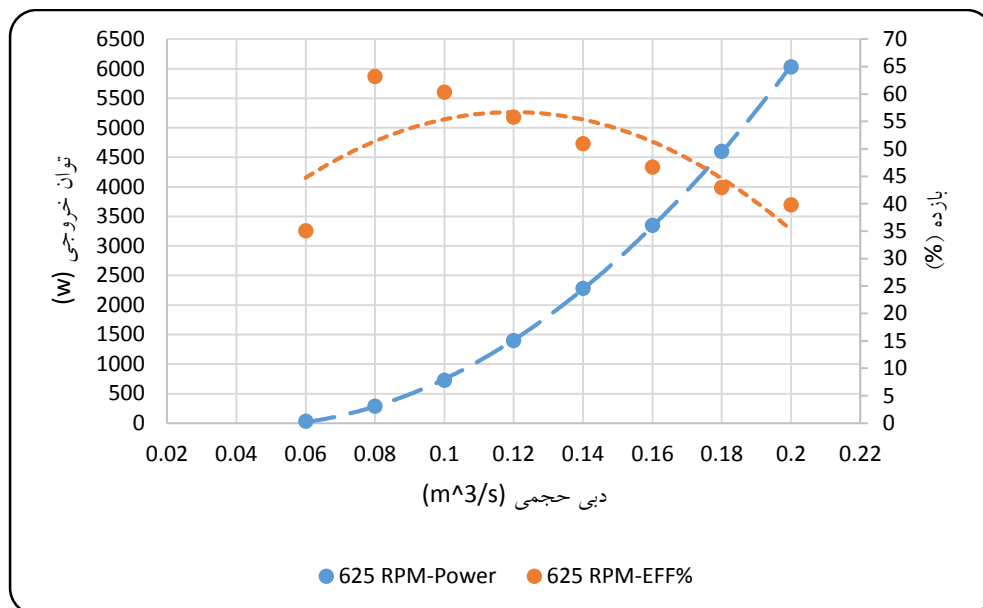
نمودار ۶-۲۰ (نمودار بازده با هدا بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



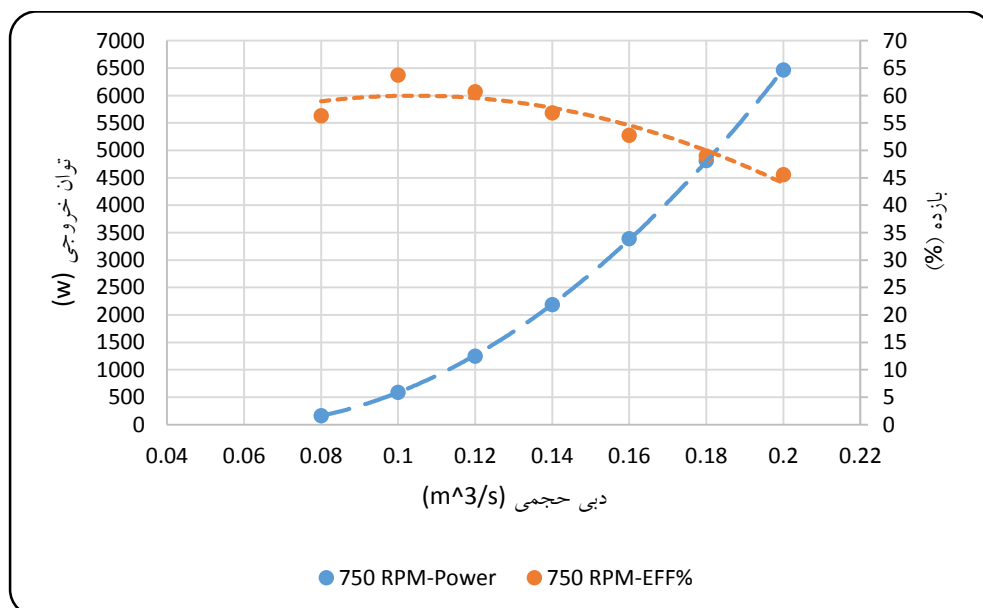
نمودار ۶-۲۱ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۳۷۵ دور بر دقیقه)



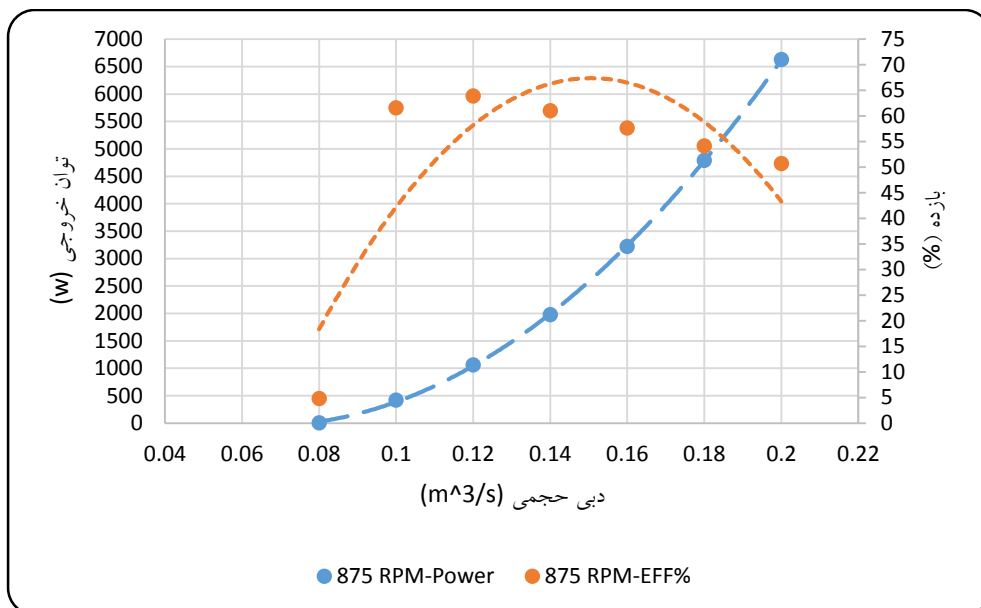
نمودار ۶-۲۲ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



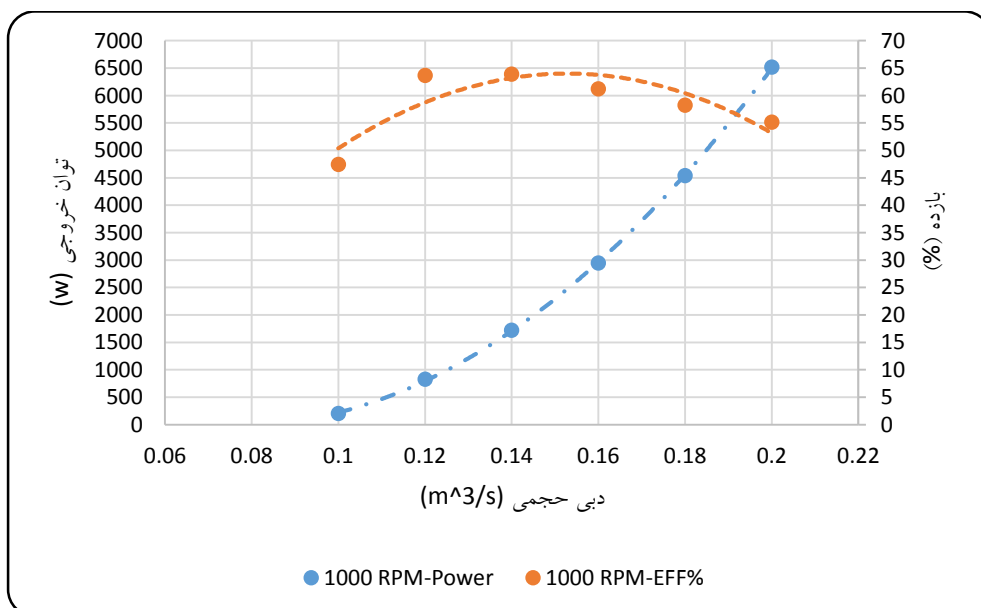
نمودار ۶-۲۳ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۶۲۵ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۲۴ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۲۵ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۸۷۵ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۲۶ (نمودار بازده با هدر بازیابی شده بر حسب دبی و توان خروجی بر حسب دبی در شرایط دبی ثابت در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)

همانطور که در نمودار (۶-۱۵) مشاهده می‌کنید با افزایش سرعت دورانی هد نیز افزایش می‌یابد، این رفتار در مورد گشتاور (نمودار ۶-۱۹) نیز تقریباً تکرار می‌شود، در رابطه با قدرت خروجی، در دبی‌های کمتر از ۰/۱۶ مترمکعب بر ثانیه شرایط به گونه‌ای است که با افزایش سرعت دورانی قدرت خروجی کاهش می‌یابد اما بعد از دبی از ۰/۱۶ مترمکعب بر ثانیه رفتاری مشابه دبی و گشتاور را از خود به نمایش می‌گذارد (نمودار ۶-۱۶). در نمودار (۶-۱۷) شاهد رفتار توان تولیدی کل با هد بازیابی شده بر حسب دبی هستیم که رفتاری به صورت تابع نمایی از خود نشان می‌دهند، نمودارهای (۶-۱۸) بیانگر رفتار بازده با هد بازیابی شده بر حسب دبی است، که فقط در سرعت دورانی ۲۵۰ رفتاری کاملاً نزولی را از خود به نمایش می‌گذارد اما در سرعت دورانی‌های بالاتر با افزایش سرعت دورانی بازده نیز افزایش می‌یابد و نمودارهای دبی ثابت دارای نقاط ماکزیممی در میانه مسیر شده و بعد از آن بازهم، مانند سرعت دورانی ۲۵۰ از خود رفتار نزولی را نشان می‌دهند.

علت اصلی رسم نمودارهای (۶-۲۰) تا (۶-۲۶) بدست آوردن بهترین دبی برای آن سرعت دورانی از طریق پیدا کردن نقطه تقاطع نمودارهای قدرت خروجی و بازده بر حسب دبی می‌باشد، که نتایج این نمودارهای به شرح زیر می‌باشد.

جدول (۶-۲) محدوده بهترین دبی برای بهترین عملکرد توربین هیدروکویل در سرعت دورانی‌های مختلف

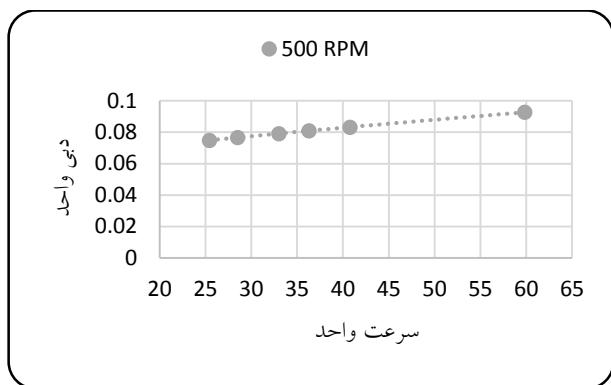
اسم نمودار	سرعت دورانی	محدوده بهترین دبی
نمودار (۶-۲۰)	۲۵۰ دور بر دقیقه	حدوداً ۰/۱۳ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۱)	۳۷۵ دور بر دقیقه	حدوداً ۰/۱۵ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۲)	۵۰۰ دور بر دقیقه	بین ۰/۱۶ تا ۰/۱۷ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۳)	۶۲۵ دور بر دقیقه	بین ۰/۱۷ تا ۰/۱۸ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۴)	۷۵۰ دور بر دقیقه	حدوداً ۰/۱۸ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۵)	۸۷۵ دور بر دقیقه	بین ۰/۱۸ تا ۰/۱۹ مترمکعب بر ثانیه
نمودار (۶-۲۶)	۱۰۰۰ دور بر دقیقه	حدوداً ۰/۱۹ مترمکعب بر ثانیه

۶-۳) نمودارهای بی‌بعد

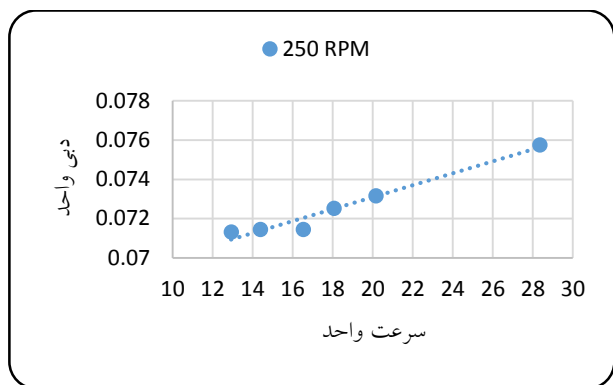
در این قسمت در شرایط هد ثابت خروجی‌های پروژه ابتداً بی‌بعد شده و در نهایت به صورت نمودار در اختیار قرار گرفته است. برای بی‌بعدسازی سرعت، گشتاور، دبی حجمی و قدرت خروجی از روابط جدول زیر استفاده شده است.

جدول (۶-۳) روابط بی‌بعدسازی (۵۱)

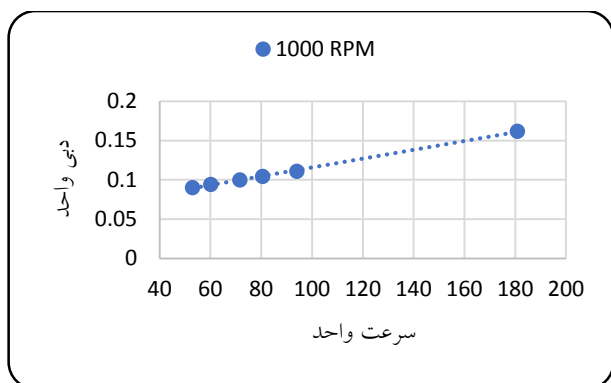
روابط بی‌بعدسازی	نوع روابط
$N_1 = N / \sqrt{H}$	سرعت واحد
$Q_1 = Q / \sqrt{H}$	دبی حجمی واحد
$P_1 = P / H^{3/2}$	قدرت خروجی واحد
$T_1 = T / H$	گشتاور واحد



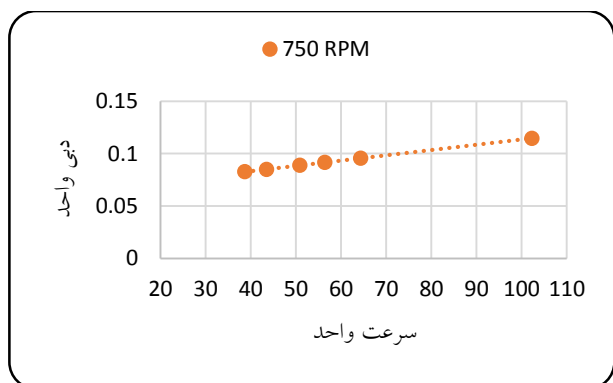
نمودار ۶-۲۸ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



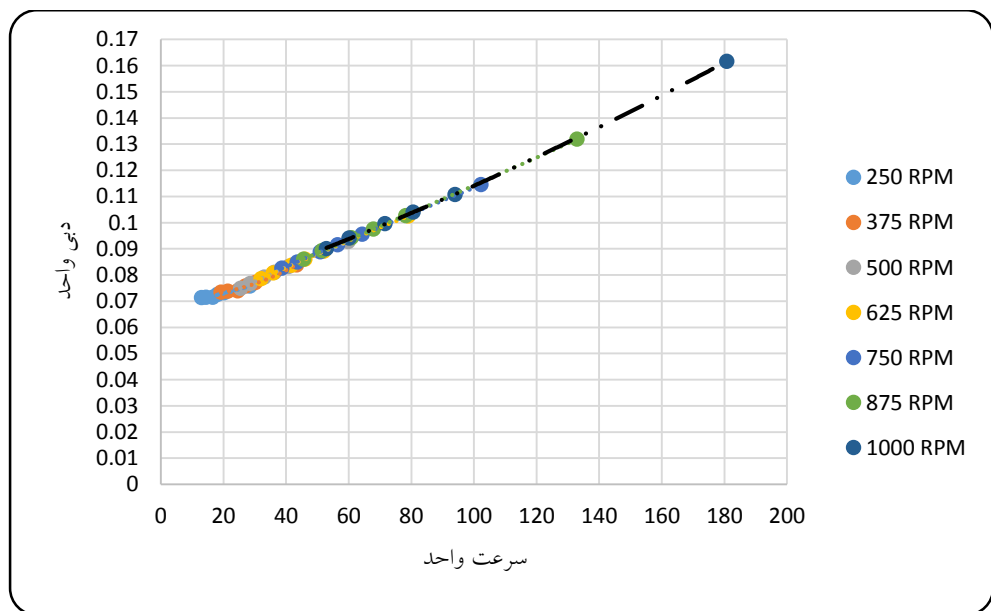
نمودار ۶-۲۷ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



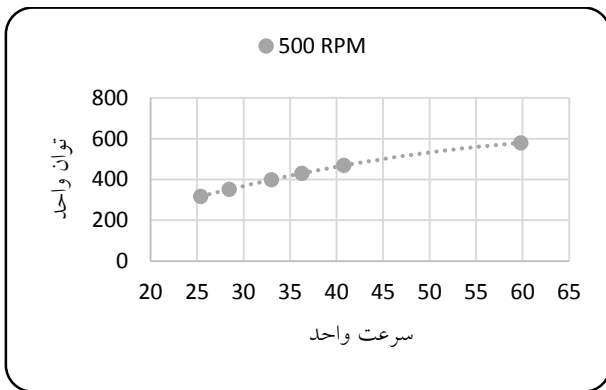
نمودار ۶-۳۰ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



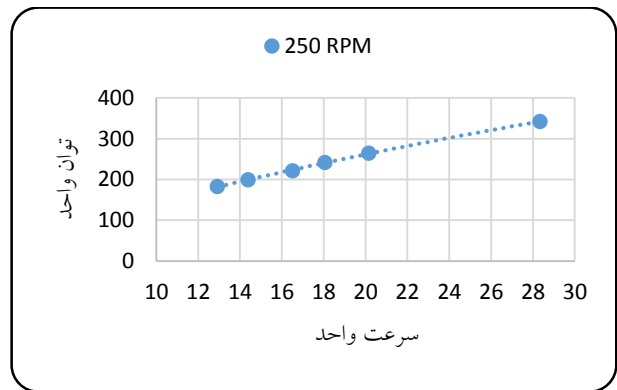
نمودار ۶-۲۹ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



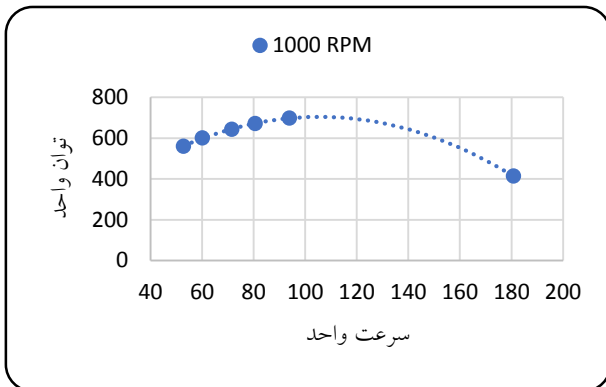
نمودار ۶-۳۱ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



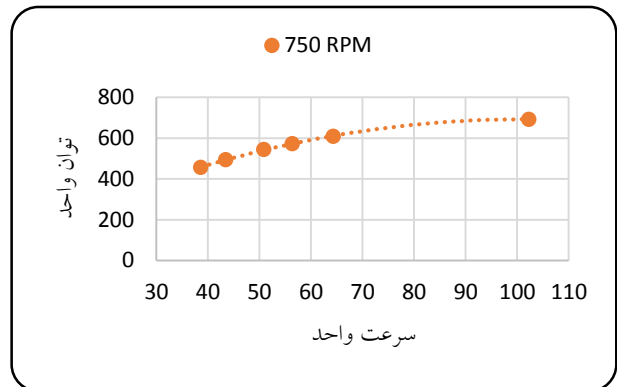
نمودار ۶-۳۳ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



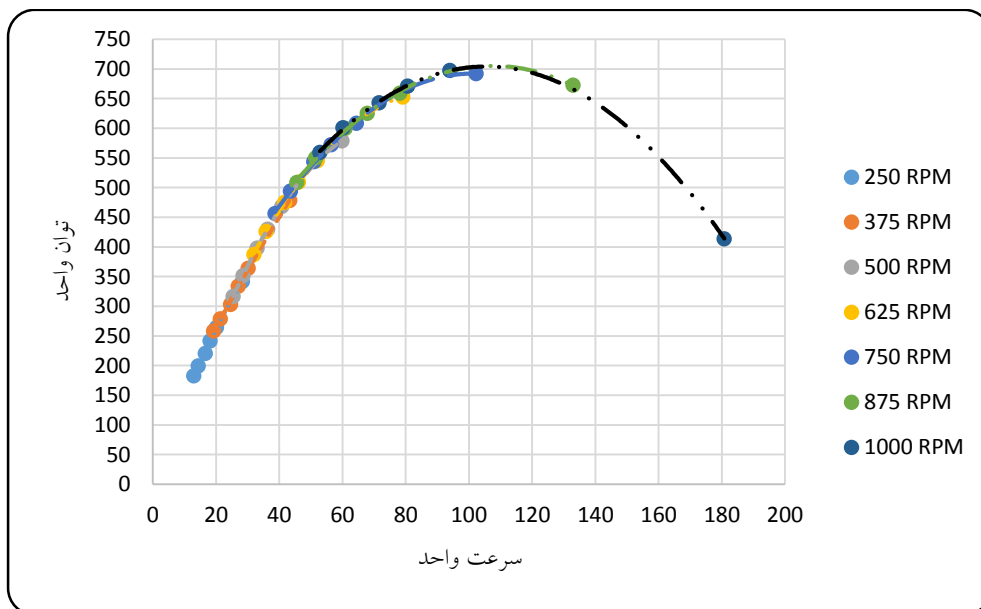
نمودار ۶-۳۲ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



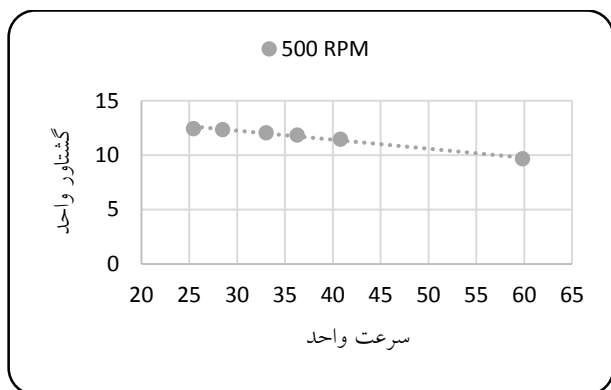
نمودار ۶-۳۵ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



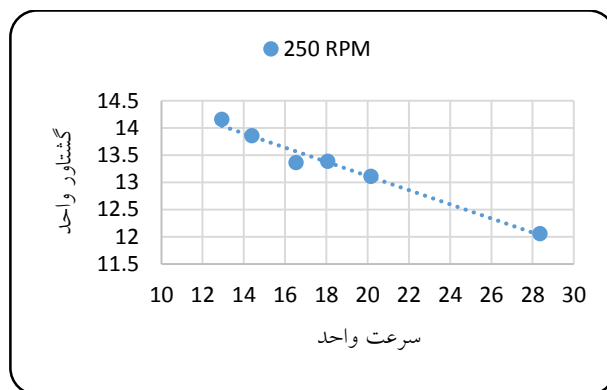
نمودار ۶-۳۴ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



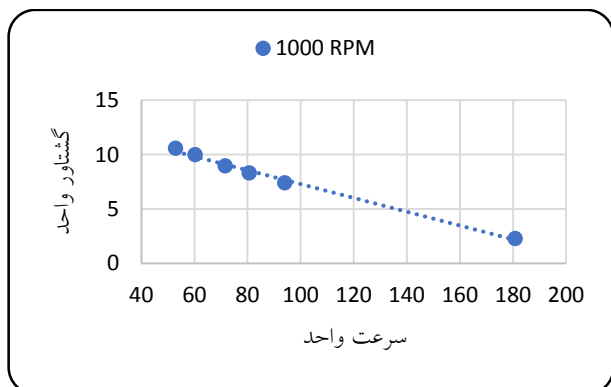
نمودار ۶-۳۶ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



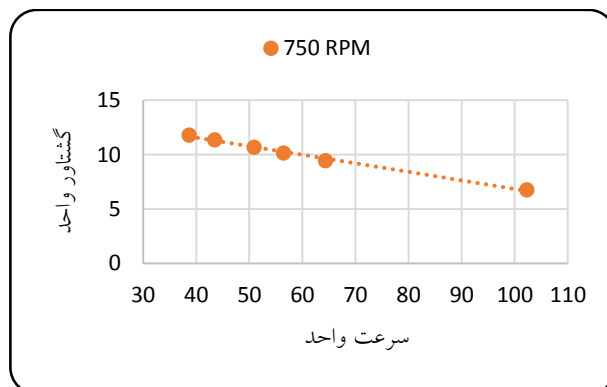
نمودار ۶-۳۸ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



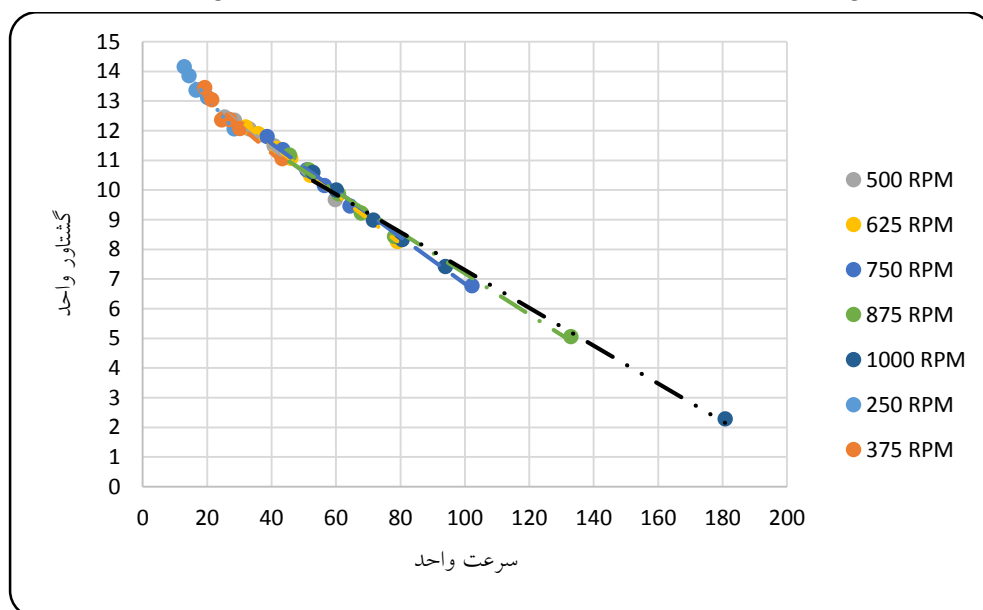
نمودار ۶-۳۷ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



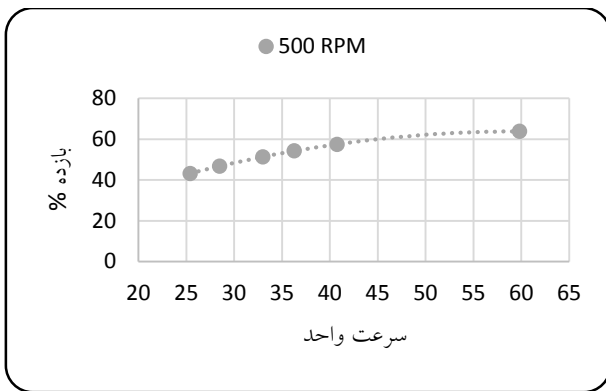
نمودار ۶-۴۰ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



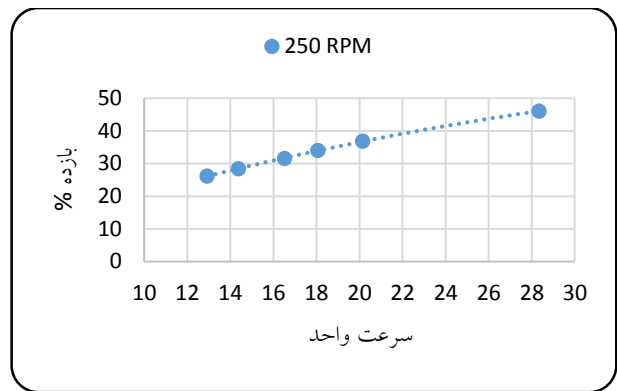
نمودار ۶-۳۹ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



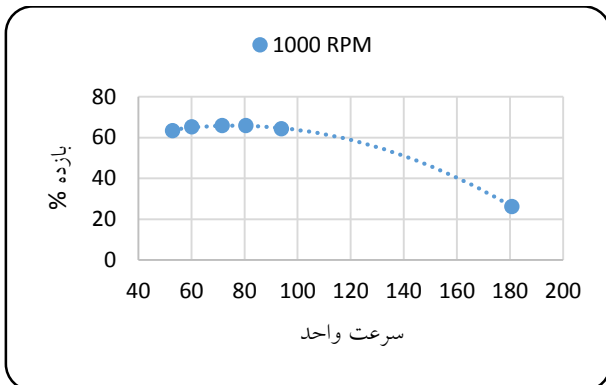
نمودار ۶-۴۱ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



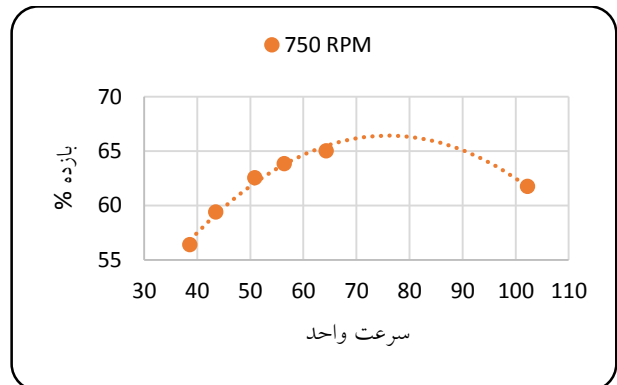
نمودار ۶-۴۳ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



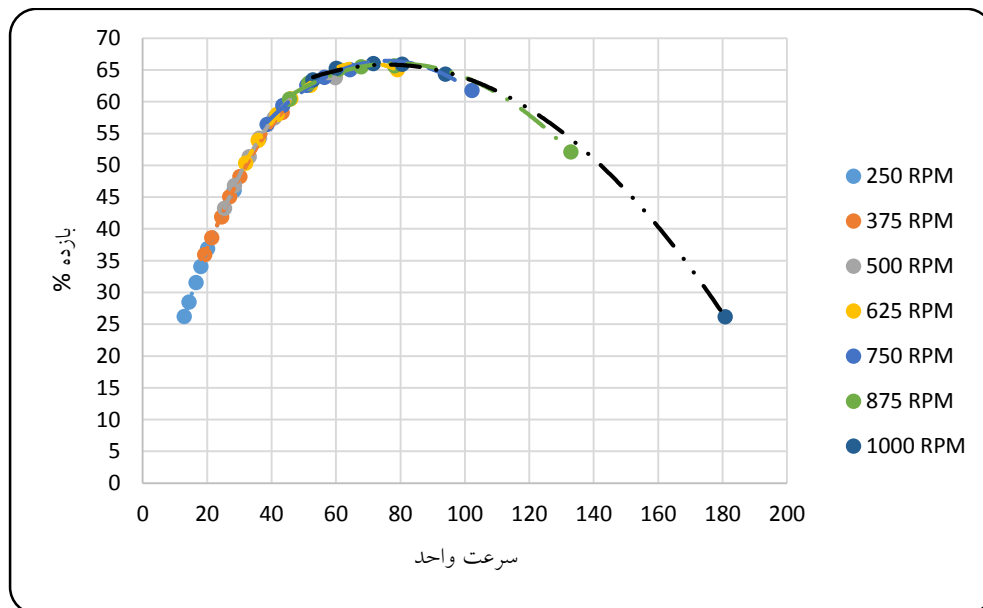
نمودار ۶-۴۲ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۴۵ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)

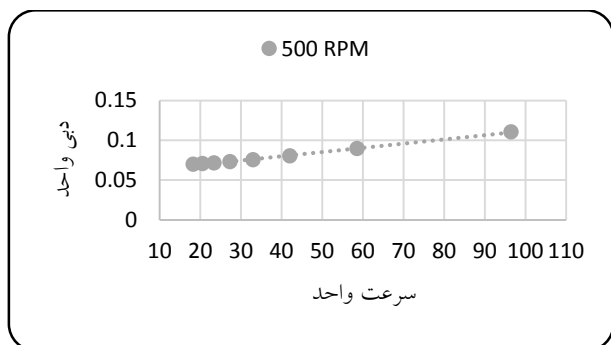


نمودار ۶-۴۴ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)

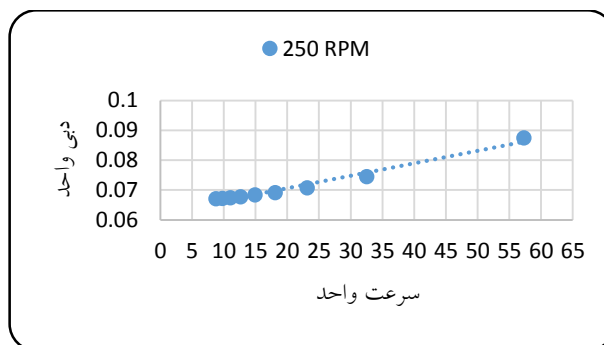


نمودار ۶-۴۶ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)

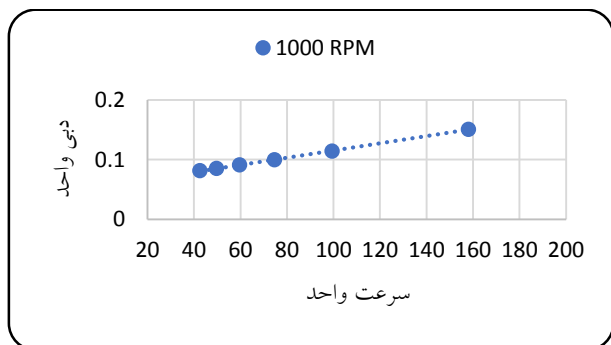
در این قسمت در شرایط دبی ثابت، نمودار بی بُعد شده در اختیار قرار گرفته است.



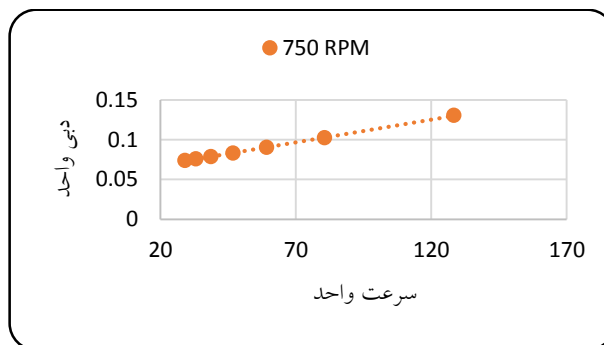
نمودار ۶-۴۸ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



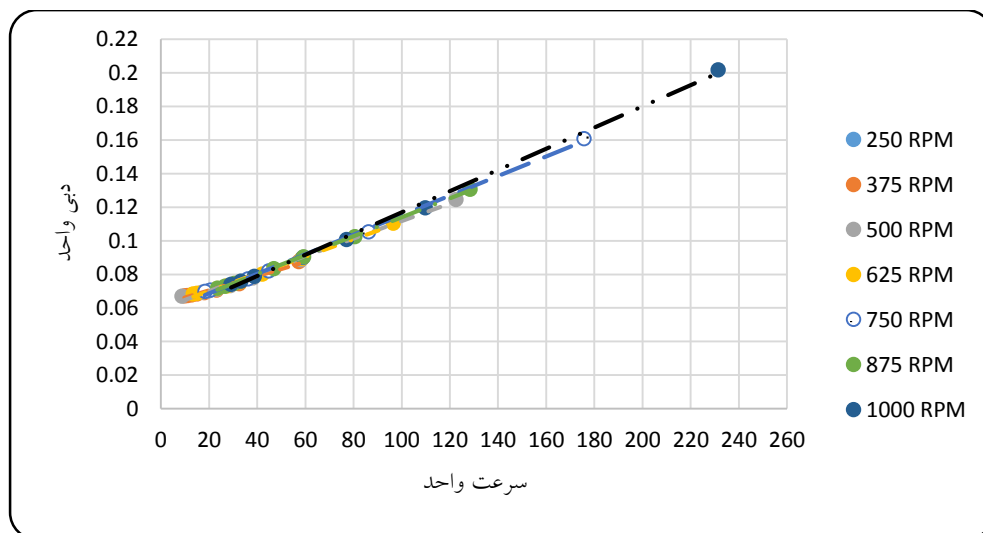
نمودار ۶-۴۷ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



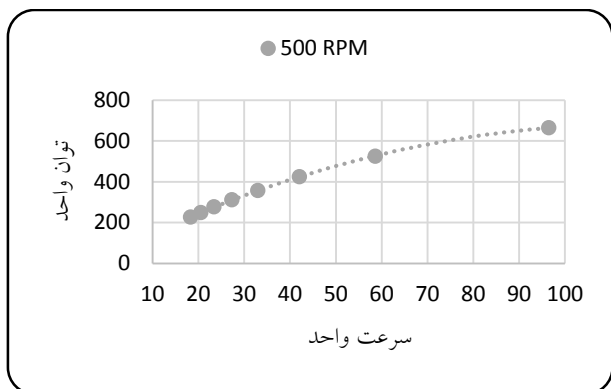
نمودار ۶-۵۰ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



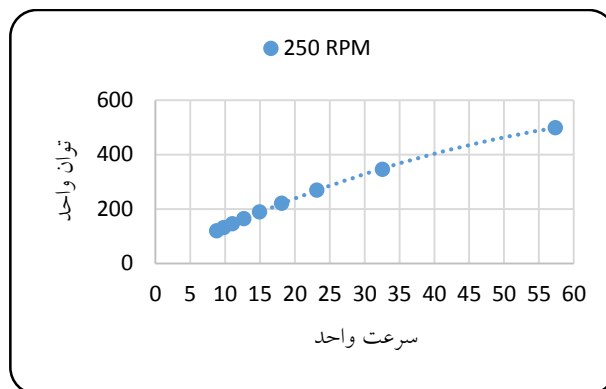
نمودار ۶-۴۹ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



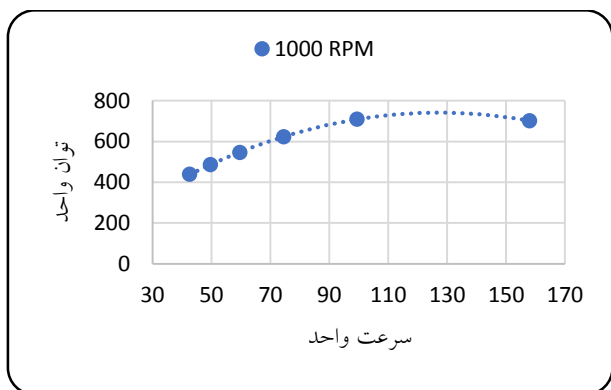
نمودار ۶-۵۱ (نمودار دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



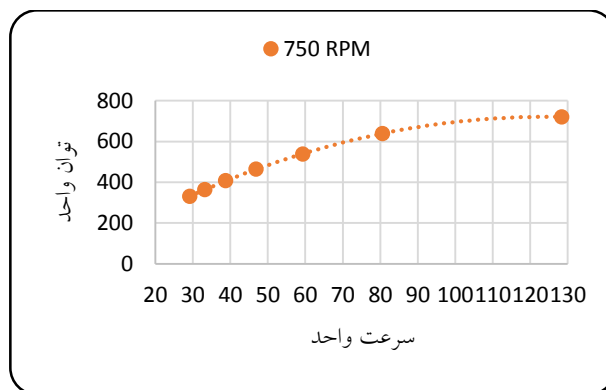
نمودار ۶-۵۳ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ بر دقیقه)



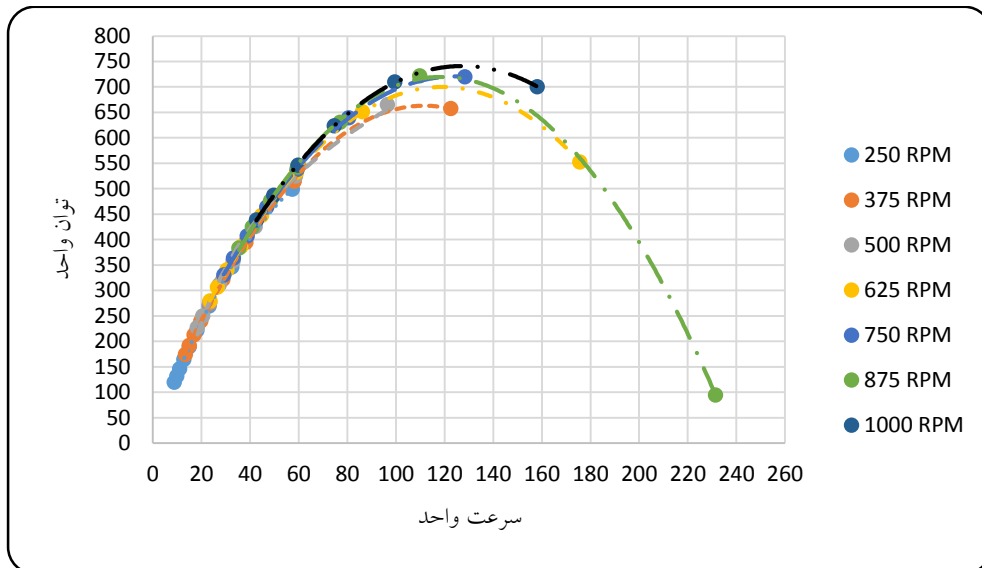
نمودار ۶-۵۲ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ بر دقیقه)



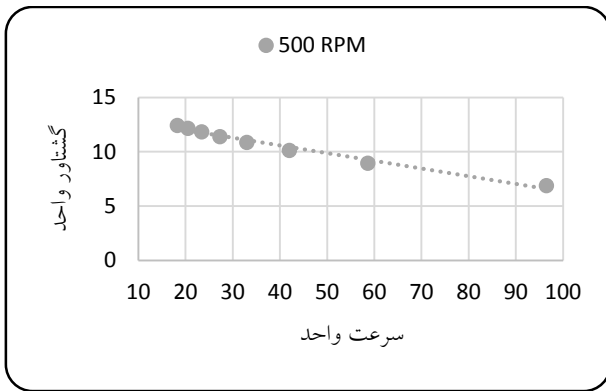
نمودار ۶-۵۵ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ بر دقیقه)



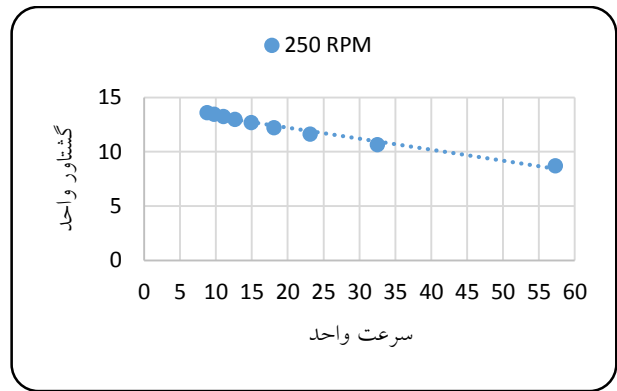
نمودار ۶-۵۴ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ بر دقیقه)



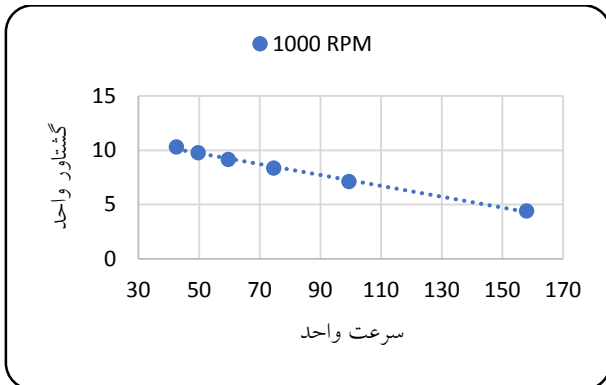
نمودار ۶-۵۶ (نمودار توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



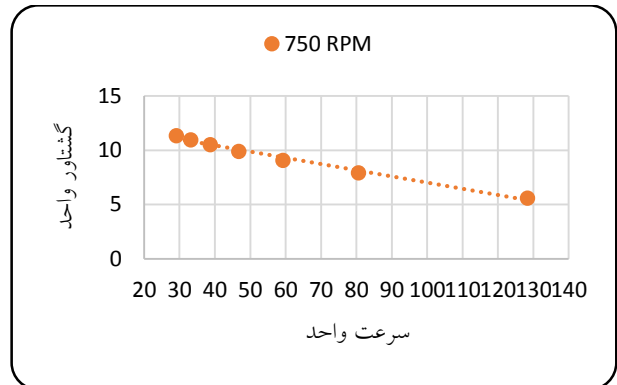
نمودار ۶-۵۸ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



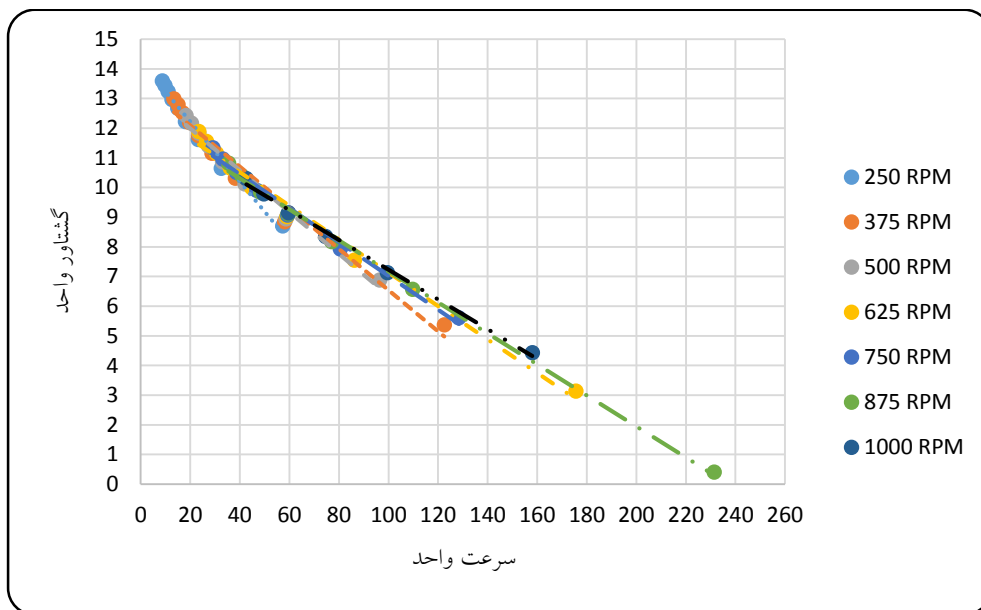
نمودار ۶-۵۷ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



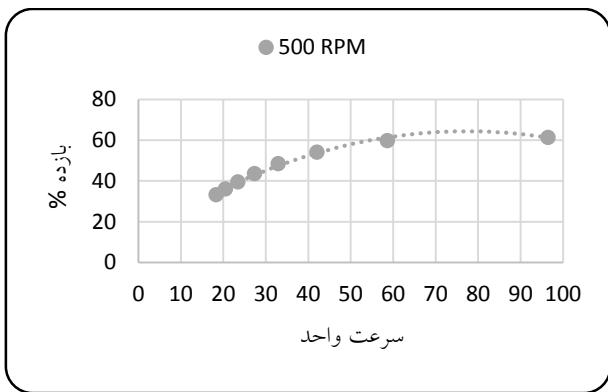
نمودار ۶-۶۰ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



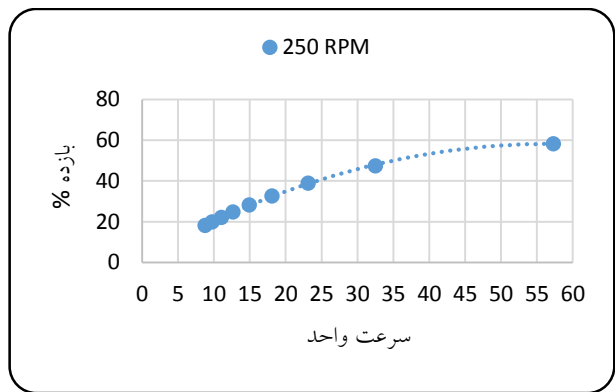
نمودار ۶-۵۹ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



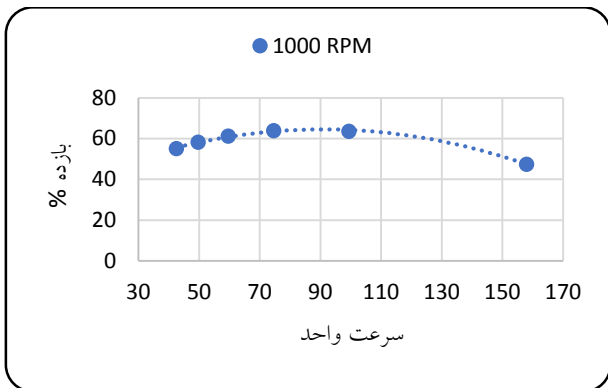
نمودار ۶-۶۱ (نمودار گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



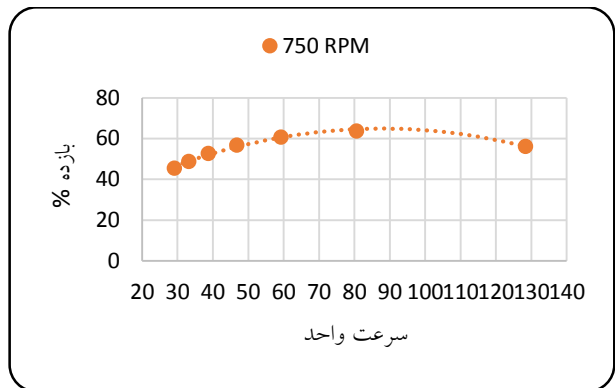
نمودار ۶-۶۳ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه)



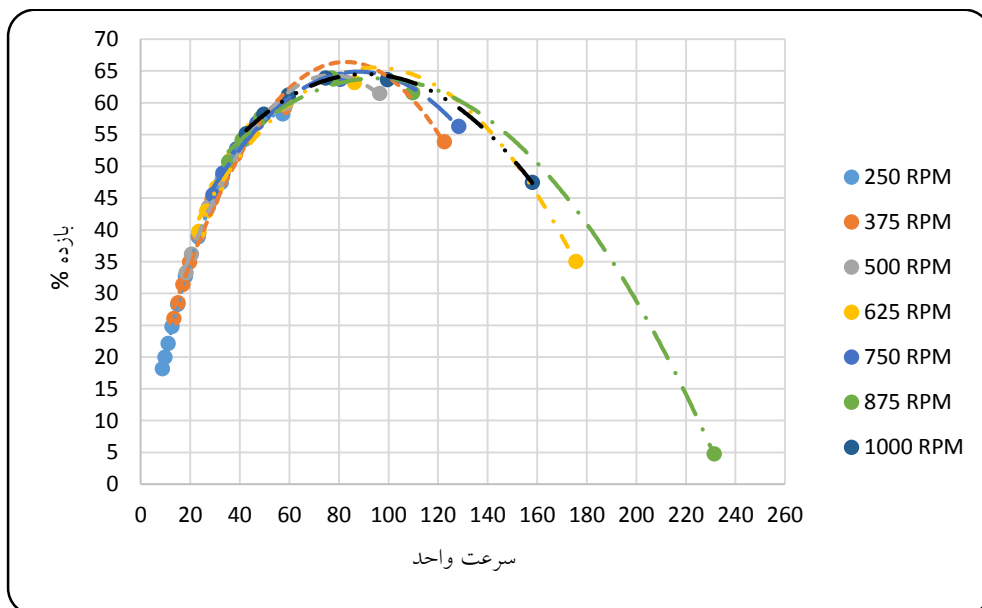
نمودار ۶-۶۲ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۲۵۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۶۵ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۶۴ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه)



نمودار ۶-۶۶ (نمودار بازده برحسب سرعت واحد در سرعت‌های دورانی ۲۵۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه)

منابع و مأخذ

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. Shamsaie, A., hydropowerplants. 2004.
۴. شهربانو نجفی، "نقش نیروگاه‌های آبی کوچک در تامین انرژی کشور"، نشریه صنعت برق، شماره ۲، سال ۱۳۷۵، ۴۴-۴۲.
5. Philip Maher and Nigel Smith, "Pico hydro for village power. A practical manual for schemes up to 5 KW in hilly areas" UK Department for international development (DfID), Edition 2.0, May 2001.
۶. رضا جواهر دشتی، "ویژگی‌های نیروگاه‌های کوچک آبی"، ماهنامه صنعت برق، شماره ۲۵، خرداد ۱۳۷۶، ۳۰-۲۶.
۷. سید محمد حسن حسینی و همکاران، "تعیین ظرفیت نصب بهینه نیروگاه‌های آبی کوچک با استفاده از ترازایی شاخص‌های فنی-اقتصادی و قابلیت اطمینان"، هجدهمین کنفرانس بین المللی برق، ۱۳۸۲.
۸. توران نیکو و همکاران، "پتانسیل‌های نیروگاه‌های برق آبی کوچک در استان خوزستان"، هجدهمین کنفرانس بین المللی برق، ۱۳۸۲.
۹. نیروگاه‌های آبی کوچک، "کاتالوگ شرکت توسعه منابع آب و نیروی ایران-طرح نیروگاه‌های آبی متوسط و کوچک، ۱۳۸۲.
10. Tung, T., R. Adams, and C. Baraud. Small-Hydro Development Opportunities, Constraints and Tecnology Outlook",. in Proceeding of an IEA Conference on Hydropower, Energy and the Environment. June, 1993. Stokholm-16-14th.
۱۱. شورای جهانی انرژی، "منابع انرژی تجدیدپذیر نوین"، ترجمه دفتر انرژی‌های نو معاونت انرژی وزارت نیرو، ۱۳۷۵.
12. Small scale hydroelectricity, Factsheet-7, Renewable energy technologies, 2003 Energy saving trust "<http://www.est.org.uk/schri/downloads/smallhydro.pdf>"
13. Small scale hydro (SSH)", Energy technology factsheet "<http://www.uneptie.org/energy/act/re/fs/docs/hydro.pdf>"
۱۴. "مطالعات شناسایی تعدادی از نیروگاه‌های آبی میکرو در استان‌های خراسان، لرستان، مازندران، سمنان، کرمان و قزوین"، وزارت جهاد و سازندگی، معاونت عمران و صنایع روستایی، اداره کل برق روستایی، شهریور ۱۳۷۷.
15. Hosseini, A., Numerical analysis of hydrocoil's turbine with fixed step to extract features Performance. 2015.

16. Riasi, A., Advanced Hydropower plant. 2008, Department of Mechanical Engineering, University of Tehran.
17. Chris Rorres, The turn of the screw: Optimal design of an archimedes screw. Journal of Hydraulic engineering, Jan 2000: p. 72-80.
18. Water Power Enterprises Stockport Metropolitan Borough Council, Hydro Feasibility Study, January 2008.
19. Richard J. DeLuca, The First to Open up Untapped Global Micro-Hydro Opportunities. The HydroCoil® Turbine, January 17, 2012.
20. 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.
21. Richard J. DeLuca, Tapping into Untapped Resources ,Executive Summary. December 21, 2011.
22. William Christopher Schleicher, Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydroturbine, Thesis for degree of master of science. 2012, Lehigh University.
23. 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.
24. Noorbakhsh, A., Turbomachinery, ed. 1. 1999, Tehran University Press. 19-30.
25. Galileo Galilei, A cura di Franz Brunetti, Volume I, Utet, Torino. 1996.
26. Girolamo Cardano, De subtilitate Libri XXI, Basel,. 1584.
27. Nagel, G., Archimedean screw pump handbook. Prepared for Ritz-Atro Pumpwerksbau GMBH Roding, Nu`rnberg, Germany., 1968.
28. Brada, K., Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke (Hydraulic screw generates electricity from micro hydropower stations). Maschinenmarkt Würzburg, Mitteilung 14, 1999: p. 52–56.
29. Bard, N., River Dart Country Park Archimedes Screw System Performance Assessment. 2007.
30. G. Muller and J. Senior, Simplified theory of Archimedean screws Théorie simplifiée de la vis d'Archimède. Hydraulic Research, 2009. Vol. 47(No. 5): p. 666–669.
31. Marcel Wright, Testing of a 60% pitch Archimedes screw turbine. November 2012, Thesis for degree of master of science, University of Calgary.

32. R. Krishna Kumar and S. Ian David, Hydro power generatoin from domestic water supply system and development of dynamic flow modelling. International Journal of Electrical and Electronics Engineering Research (IJEER), Sep 2012. Vol.2(Issue 3): p. 94-105.
33. Yul Hizhar and B. Yulistianto, Design and experimental study of the influence of the differences of pitches and shaft slopes to mechanics performance of 2-blades screw turbine model in low head flow. Thesis for degree of master of science, Gadjah mada university: Jakarta, Indonesia.
34. Yul Hizhar and B. Yulistianto, Effect of Flow Discharge and Shaft Slope of Archimedes (Screw) Turbin on The Micro- Hydro Power Plant. Dinamika TEKNIKSIPIL, January 2012. Vol. 12(No. 1).
35. Alois Iashofer and W. Hawle., State of Technology and Design Guidline for The Archimedes Screw Turbine. The international Journal on Hydropower & Dams, 2012.
36. Lyons, M. and W.D. Lubitz. Archimedes screws for microhydro power generation. in Proceedings of the ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability & 11th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference ESFuelCell2013
July 14-19, 2013, . Minneapolis, MN, USA.
37. Alkistis Stergiopoulou and Efrossini Kalkani, Towards a First C.F.D. Study of Innovative Archimedean Inclined Axis Hydropower Turbines. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), September – 2013. Vol. 2 (Issue 9).
38. Caban, J. and L. Gardyński, Evacuation system of screw-type water turbines in small hydropower plant. Advances in Science and Technology Research Sept. 2013. 7.
39. Alkistis Stergiopoulou and Efrosini Kalkani, Investigating the hydrodynamic behavior of innovative archimedean hydropower turbines. IJRRAS, November 2013. 17(1).
40. M. Nuernbergk 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/(ASCEHY.1943-7900.0000661)., 2013.
41. Shimomura, M. and M. Takano, Modeling and Performance Analysis of Archimedes Screw Hydro Turbine Using Moving Particle Semi-Implicit Method. Journal of Computational Science and Technology, 2013. 7.
42. 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).

43. J.D.Anderson, J. Degroote, and D.Gerrard, Computational Fluid Dynamics: An Introduction. 3rd ed. J.F.Wendlt, Eagle river, Springer, 2009.
44. F.Frunzulica and I.C.Andrey, Special Aspect of Triangulation And Mapped Meshing, Fascicle Mechanic, Tribology, Machine Manufacturing Technology. Baia Mare, 2005.
45. ANSYS Inc User guide. 2009.
46. Gambit Inc User guide. 2007.
47. B.S Olsen, Thermal Comfort,. 1998: PHD Tesis,Sweden.,
48. F.M.White, Viscous Fluid Flow. 2009, Tehran: omide enghelab publication.
49. 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.
50. G. Iaccarino, Predictions of Turbulent Seperated flow using flow using Commerical CFD Codes. Journal of Fluids Engineering, 2001. vol.123(no.4 :p. 819-828.
51. Yassi, Y., An experimental study of imporvement of a micro hydro turbine performance. June 999, Glasgow. p. 5.12.

اولین کنفرانس ملی پیشرفت های نوین در حوزه انرژی

موسسه آموزش عالی انرژی - دی ماه ۱۳۹۴



Abstract

It has been a long time that Energy production has been of the most important challenges amongst societies. The energy production methods have actually evolved over the last two centuries. Nowadays, fossil fuels, their expense and their inverse environmental effects have diverted; minds of those responsible; towards renewable clean means of energy. Micro hydro turbines, with low and medium heads have been regarded as suitable for decentralized clean and renewable energy generation. Hydro coil is a new generation of screw turbines which have evolved through the Archimedes screw pump design. The turbine is regarded as a micro hydro turbine suitable for generating upto 20 Kw power. The generator in this turbine is located in a chamber across the runner in radius of turbine blade and its axis is in common with the one for runner. The output water of the runner hits the end of the generator and a draft tube is placed for current deviation in order to reduce momentum loss in this area. Thanks to the turbine structure, operation range of head and flow rate in this turbine is higher than the common screw turbine. Hydrocoil turbines have single-row blades and their blade pitch is variable. A unique feature of this turbine is its portability and due to its cylindrical structure is the most suitable turbine for locating in matrix form installation.

In this paper fixed-pitch hydrocoil micro-turbine in single blade format has gone under study. This micro-turbine has designed and analyzed to compare and consider with the variable-pitch model. Fluent software (V.6.3.26) is used for analyzing the above mentioned micro-turbine. This micro-turbine is designed in 1.5 single-blade revolutions and these two following situations has been considered in its analysis:

Fixed-head condition; rotational speeds of 250 to 1000 with variation range of 125 rpm.

Fixed flow rate condition; rotational speeds of 250 to 1000 with variation range of 125 rpm.

Keywords: Hydrocoil, Archimedes, Micro Turbine, Generator, Draft tube



Energy Institute For Higher Education

Faculty of Mechanical Engineering

Department Of Mechanical Engineering- Energy Conversion

Thesis For

Degree Of Master Of Science (M.Sc)

Title:

Design and analysis of Hydrocoil turbine with fixed pitch

Supervisor:

Yousef Yassi

By:

Vahid Jabbarvand

Winter 2016