

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ





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

**عنوان:**

# **بررسی عددی اثرات بکارگیری قیف خروجی بر روی عملکرد توربین هیدروکوئل**

**استاد راهنما:**

**یوسف یاسی**

**پژوهشگر:**

**مسعود جعفری زاده**

**زمستان ۱۳۹۴**



## چکیده

در سالهای اخیر، توسعه سیستم های تولید برق پراکنده (تولید برق در نزدیکی مصرف کننده) مد نظر بیشتر محققین و سیاست گذاران بخش انرژی قرار گرفته است.

انرژی پاک شاخص مهمی در تولید پراکنده انرژی است. توربین<sup>۱</sup> های آبی کوچک با هد<sup>۲</sup> پایین و متوسط علاوه بر تولید انرژی ارزان و پاک، منبع دائمی برای تامین انرژی است. هیدروکوئل<sup>۳</sup> یکی از این توربین های آبی کوچک است که اخیراً توجهات را به سمت خود جلب نموده است.

قیمت پایین، قابلیت نصب و تعمیرات آسان، طراحی ساده، بدون صرف زمان زیاد و هزینه های سنگین در مراحل ساخت و نصب، از جمله مزایای استفاده از توربین هیدروکوئل برای تولید انرژی پاک می باشد.

در این مطالعه سعی بر آن است تا علاوه بر تحلیل جریان حاکم بر توربین هیدروکوئل، با طراحی قیف خروجی<sup>۴</sup>، تلفات در خروجی را کاهش داده و راندمان<sup>۵</sup> آن را افزایش دهیم. همچنین تحلیل مقایسه ای مشخصات عملکردی توربین قبل و بعد از نصب قیف خروجی انجام گرفته است. نتایج نشان دهنده بهبود مشخصات عملکردی و راندمان توربین در زمان به کارگیری قیف خروجی می باشد.

**واژگان کلیدی:** توربین هیدروکوئل، قیف خروجی، راندمان

---

<sup>۱</sup> Turbin

<sup>۲</sup> Head

<sup>۳</sup> Hydrocoil

<sup>۴</sup> Draft Tube

<sup>۵</sup> Efficiency



## فهرست مطالب

چکیده.....	أ
فهرست مطالب.....	ت
فهرست اشکال و جداول.....	خ
فهرست نمودارها.....	ذ
فهرست اعلانم اختصاری.....	ش
فصل ۱: مقدمه و کلیات.....	۱
۱-۱) مقدمه.....	۲
۲-۱) تعریف توربوماشین.....	۲
۳-۱) توربین های آبی.....	۳
۱-۳-۱) تقسیم بندی توربین های آبی.....	۳
۱-۳-۱-۱) از نظر جهت جریان سیال داخل توربین.....	۳
۲-۳-۱-۱) از نظر تغییرات فشار.....	۴
۴-۱) نیروگاه برق آبی.....	۹
۱-۴-۱) مزایای نیروگاههای برق آبی.....	۱۰
۲-۴-۱) مشکلات استفاده از نیروگاههای برق آبی.....	۱۱
۳-۴-۱) نیروگاه های آبی کوچک.....	۱۱
۴-۴-۱) مزیت نیروگاه های آبی میکرو.....	۱۳
۵-۴-۱) نیروگاه های آبی کوچک در جهان.....	۱۳
۱-۵-۴-۱) چین.....	۱۳
۲-۵-۴-۱) هند.....	۱۴
۳-۵-۴-۱) نیروگاه های آبی میکرو در ایران.....	۱۵
فصل ۲: توربین هیدروکویل.....	۱۷
۱-۲) توربین اسکرو.....	۱۸
۱-۱-۲) تاریخچه.....	۱۸
۲-۱-۲) محدوده کارکرد توربین اسکرو.....	۲۱

۲۱.....	۳-۱-۲) مزایای توربین اسکرو.....
۲۴.....	۲-۲) توربین هیدروکوئل.....
۲۴.....	۱-۲-۲) مزایای توربین هیدروکوئل.....
۲۶.....	۲-۲-۲) نیازهای تحقیقاتی هیدروکوئل.....
۲۷.....	فصل ۳: طراحی و تحلیل یک بعدی توربین.....
۲۸.....	۱-۳) روند طراحی توربین محوری.....
۳۵.....	۲-۳) تعاریف.....
۳۶.....	۳-۳) تحلیل یک بعدی توربین هیدروکوئل.....
۴۱.....	۴-۳) تئوری قیف خروجی.....
۴۱.....	۱-۴-۳) مشخصه های هیدرولیکی.....
۴۲.....	۲-۴-۳) مشخصه های ایجاد توان.....
۴۳.....	۳-۴-۳) راندمان قیف خروجی.....
۴۴.....	۴-۴-۳) راندمان کلی توربین.....
۴۵.....	۵-۴-۳) انواع قیف خروجی.....
۴۵.....	۱-۵-۴-۳) قیف خروجی واگرای مستقیم.....
۴۶.....	۲-۵-۴-۳) قیف زانویی شکل.....
۴۷.....	۵-۳) تعریف مساله.....
۵۱.....	فصل ۴: پیشینه تحقیق.....
۵۲.....	۱-۴) پیشینه تحقیق.....
۵۶.....	۲-۴) اهداف تحقیق.....
۵۷.....	فصل ۵: روش حل و نرم افزار.....
۵۸.....	۱-۵) روش تحقیق.....
۵۸.....	۱-۱-۵) طراحی هندسی.....
۵۹.....	۲-۱-۵) شبکه بندی میدان حل.....
۶۰.....	۳-۱-۵) حل عددی.....
۶۵.....	فصل ۶: نتایج و نمودارها.....
۶۶.....	۱-۶) سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه.....



۷۵.....	۲-۶) سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه
۸۴.....	۳-۶) سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه
۹۳.....	۴-۶) نمودارهای بی بعد
۹۸.....	۵-۶) جمع بندی
۱۰۱.....	منابع و مأخذ



## فهرست اشکال و جداول

- شکل ۱-۱ توربین جریان محوری (۱)..... ۳
- شکل ۲-۱ توربین جریان شعاعی (۱)..... ۴
- شکل ۳-۱ نمای شماتیک توربین پلتون (۲)..... ۵
- شکل ۴-۱ توربین تورگو (۲)..... ۶
- شکل ۵-۱ توربین میشل بانکی (۲)..... ۶
- شکل ۶-۱ نمای شماتیک توربین فرانسيس (۲)..... ۷
- شکل ۷-۱ نمای شماتیک توربین کاپلان (۲)..... ۸
- شکل ۸-۱ طرح شماتیک توربین عکس العملی (۲)..... ۹
- جدول ۱-۱ تقسیم بندی نیرو گاه های آبی کوچک در کشور های مختلف (۴)..... ۱۲
- شکل ۹-۱ یک نمونه نیروگاه آبی کوچک (۵)..... ۱۳
- جدول ۲-۱ نیروگاه های آبی کوچک در چین (۶)..... ۱۴
- جدول ۳-۱ تعدادی از نیروگاه های آبی میکرو در هند (۶)..... ۱۵
- جدول ۴-۱ تعدادی از نیروگاه های آبی میکرو در ایران (۷)..... ۱۶
- شکل ۱-۲ ارشمیدس در حال آموزش نحوه کارکرد اسکرو به شاگردانش (۱۰)..... ۱۸
- شکل ۲-۲ اسکروی ویترویوس (۱۲)..... ۱۹
- شکل ۳-۲ شماتیک توربین اسکرو (۱۲)..... ۲۰
- شکل ۴-۲ محدوده کارکرد توربین اسکرو (۱۳)..... ۲۱
- شکل ۵-۲ مقایسه منحنی بازده توربین های مختلف (۱۵)..... ۲۳
- شکل ۶-۲ مدل رایانه ای توربین هیدروکوئل (۱۶)..... ۲۴
- شکل ۷-۲ محدوده کارکرد توربین هیدروکوئل (۱۶)..... ۲۵
- شکل ۱-۳ روش نصب و اتصال پره توپی چرخ به رانر (۱۷)..... ۳۱
- شکل ۲-۳ نمودار سرعت رانر (۱۷)..... ۳۳
- شکل ۳-۳ مشخصه های هیدرولیکی قیف خروجی: (a) با قیف (b) بدون قیف (۱۸)..... ۴۱
- شکل ۴-۳ نمای کلی توربین برای استفاده در رابطه برنولی (۱۸)..... ۴۴
- شکل ۵-۳ قیف مستقیم ساده (۱۹)..... ۴۵

شکل ۳-۶ قیف مستقیم با دیواره خمیده (۱۹).....	۴۶
شکل ۳-۷ قیف Flare (۱۹).....	۴۶
شکل ۳-۸ قیف زانویی شکل ساده (۱۹).....	۴۷
شکل ۳-۹ قیف زانویی شکل با سطح مقطع متغیر (۱۹).....	۴۷
شکل ۳-۱۰ توربین هیدروکویل تحت تست (۱۶).....	۴۸
شکل ۳-۱۱ پارامترهای طراحی قیف خروجی (۲۰).....	۴۹
شکل ۵-۱ یک نمونه شبکه بندی توربین به همراه قیف (۳۴).....	۶۰
جدول ۶-۱ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه.....	۷۴
جدول ۶-۲ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه.....	۸۳
جدول ۶-۳ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه.....	۹۲
جدول ۶-۴ فرمول های بی بعدسازی.....	۹۳
جدول ۶-۵ مقایسه هد بازیابی شده و راندمان توربین بدون قیف و توربین با قیف.....	۹۹

## فهرست نمودارها

- نمودار ۱-۶ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۶۶
- نمودار ۱-۱-۶ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۶۶
- نمودار ۲-۶ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۶۷
- نمودار ۱-۲-۶ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۶۷
- نمودار ۳-۶ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۶۸
- نمودار ۱-۳-۶ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۶۸
- نمودار ۴-۶ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۶۹
- نمودار ۱-۴-۶ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۶۹
- نمودار ۵-۶ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۷۰
- نمودار ۱-۵-۶ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۷۰
- نمودار ۶-۶ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۷۱
- نمودار ۱-۶-۶ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۷۱
- نمودار ۷-۶ بازده قیف بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه ..... ۷۲
- نمودار ۸-۶ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر ..... ۷۲
- نمودار ۹-۶ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر ..... ۷۳
- نمودار ۱۰-۶ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر ..... ۷۳
- نمودار ۱۱-۶ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه ..... ۷۵
- نمودار ۱-۱۱-۶ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۷۵
- نمودار ۱۲-۶ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه ..... ۷۶
- نمودار ۱-۱۲-۶ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۷۶
- نمودار ۱۳-۶ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه ..... ۷۷
- نمودار ۱-۱۳-۶ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف ..... ۷۷
- نمودار ۱۴-۶ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه ..... ۷۸

نمودار ۶-۱۴-۱ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۷۸
نمودار ۶-۱۵-۱ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه	۷۹
نمودار ۶-۱۵-۱ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۷۹
نمودار ۶-۱۶-۱ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه	۸۰
نمودار ۶-۱۶-۱ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۰
نمودار ۶-۱۷-۱ بازده قیف بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه	۸۱
نمودار ۶-۱۸-۱ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر	۸۱
نمودار ۶-۱۹-۱ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر	۸۲
نمودار ۶-۲۰-۱ قدرت خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر	۸۲
نمودار ۶-۲۱-۱ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۴
نمودار ۶-۲۱-۱ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۴
نمودار ۶-۲۲-۱ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۵
نمودار ۶-۲۲-۱ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۵
نمودار ۶-۲۳-۱ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۶
نمودار ۶-۲۳-۱ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۶
نمودار ۶-۲۴-۱ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۷
نمودار ۶-۲۴-۱ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۷
نمودار ۶-۲۵-۱ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۸
نمودار ۶-۲۵-۱ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۸
نمودار ۶-۲۶-۱ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۸۹
نمودار ۶-۲۶-۱ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف	۸۹
نمودار ۶-۲۷-۱ راندمان توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه	۹۰
نمودار ۶-۲۸-۱ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر	۹۰

- نمودار ۶-۲۹ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر..... ۹۱
- نمودار ۶-۳۰ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر..... ۹۱
- نمودار ۶-۳۱ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۳
- نمودار ۶-۳۲ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۴
- نمودار ۶-۳۳ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۴
- نمودار ۶-۳۴ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه..... ۹۵
- نمودار ۶-۳۵ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه..... ۹۵
- نمودار ۶-۳۶ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه..... ۹۶
- نمودار ۶-۳۷ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۶
- نمودار ۶-۳۸ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۷
- نمودار ۶-۳۹ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه..... ۹۷





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

انسان از دیرباز تاکنون برای تولید انرژی روش های بسیاری را به کار برده است که این روش ها در طول زمان پیشرفته تر شده اند. استفاده از حیوانات ، آسیاب ، آتش و در نهایت سوخته های فسیلی سیر صعودی تکنولوژی تولید انرژی بوده است. امروزه به دلیل استفاده از سوخته های فسیلی به دلیل کاهش مخازن، آلودگی و قیمت بالای آن محبوبیت خود را از دست داده و جای خود را به انرژی های تجدید پذیر داده است. یکی از راه های استفاده از انرژی های تجدید پذیر، توربین آبی است.

## ۱-۲) تعریف توربوماشین

کلمه توربوماشین از دو واژه مجزای توربو و ماشین تشکیل شده است. توربو ماشین ها ، ماشین هایی هستند که قسمت اصلی آن ها از یک یا چند چرخ تشکیل می شود. چرخ خود دارای تعدادی پره است که به طور متقارن نسبت به محور دوران قرار گرفته اند. سیال به هنگام عبور از میان پره ها با چرخ تبادل انرژی می کند. یعنی یا انرژی مکانیکی از چرخ به سیال منتقل می شود که در این صورت انرژی سیال بالا می رود یا بالعکس انرژی سیال به چرخ منتقل شده و چرخ دوران میکند. دسته اول را توربو ماشین های توان گیر و دسته دوم را توربو ماشین های توان ده می نامند. منظور از توان در این نامگذاری توان مکانیکی است. بنابراین توربوپمپ ها، توربو کمپرسورها، پروانه کشتی و ملخ هواپیما جزء دسته اول و انواع توربین ها جزء دسته دوم هستند.

به طور کلی کاربرد وسیع توربو ماشین ها به دلیل مزایای زیر است:

انتقال قدرت بالا در حجم و وزن کم در مقایسه با سایر ماشین ها

داشتن بازده بالا

عدم نیاز به تبدیل حرکت رفت و برگشتی به حرکت دورانی

قیمت ارزان ماشین نسبت به قدرت مفید تولیدی

### ۳-۱) توربین های آبی

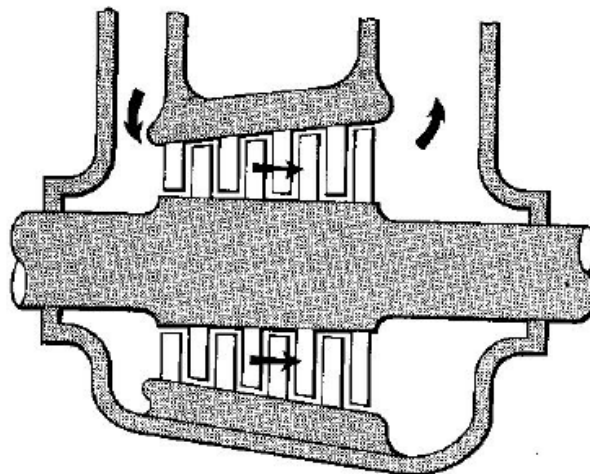
توربین های آبی وظیفه تبدیل انرژی موجود در آب را به انرژی مکانیکی ( برای به چرخش درآوردن محور توربین) دارند. این توربین ها دارای بازده بالا و ساختمان ساده ای هستند و به راحتی قابل کنترل می باشند و در زمان بسیار کوتاهی راه اندازی می گردند.

از نظر ارتفاع آبی که توربین با آن کار میکند (ارتفاع ریزش آب) ، نیروگاه های آب را با ارتفاع کم ، متوسط و زیاد تقسیم میکنند. تعیین سقف قدرت تولیدی نیروگاه و ارتفاع ریزش آب در تقسیم بندی های فوق در کشور های جهان مختلف است.

#### ۱-۳-۱) تقسیم بندی توربین های آبی

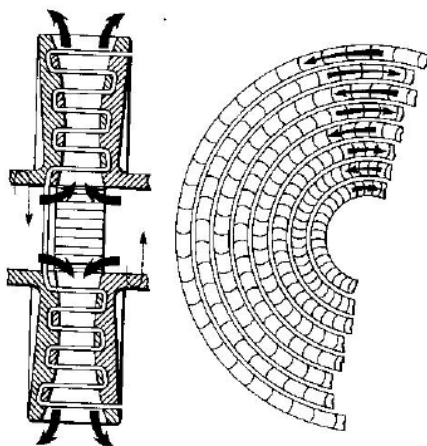
##### ۱-۱-۳-۱) از نظر جهت جریان سیال داخل توربین

جریان محوری: مسیر جریان سیال در هنگام تبادل انرژی، موازی و در امتداد محور توربین است.



شکل ۱-۱ توربین جریان محوری (۱)

**جریان شعاعی:** مسیر جریان سیال در آن هنگام تبادل انرژی در صفحه عمود بر محور توربین است.



شکل ۱-۲ توربین جریان شعاعی (۱)

### ۱-۳-۱) از نظر تغییرات فشار

**توربین های ضربه ای<sup>۱</sup>:** در این نوع توربین فشار استاتیک آب در داخل چرخ ثابت بوده و چرخ توربین در فشار اتمسفر قرار دارد. کل ارتفاع ریزش آب توسط یک یا چند نازل یا هدایت کننده به سرعت تبدیل شده و برخورد آب با سرعت بالا به چرخ، موجب دوران آن می گردد. معروفترین این نوع توربین ها، پلتون<sup>۲</sup>، تورگو<sup>۳</sup>، جریان متقاطع<sup>۴</sup> و میشل-بانکی<sup>۵</sup> است.

<sup>۱</sup> Impulse turbines

<sup>۲</sup> Pelton

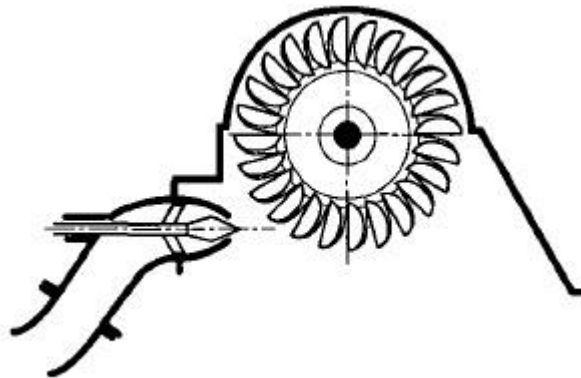
<sup>۳</sup> Turgo

<sup>۴</sup> Cross Flow

<sup>۵</sup> Michel-Banki

### توربین پلتون:

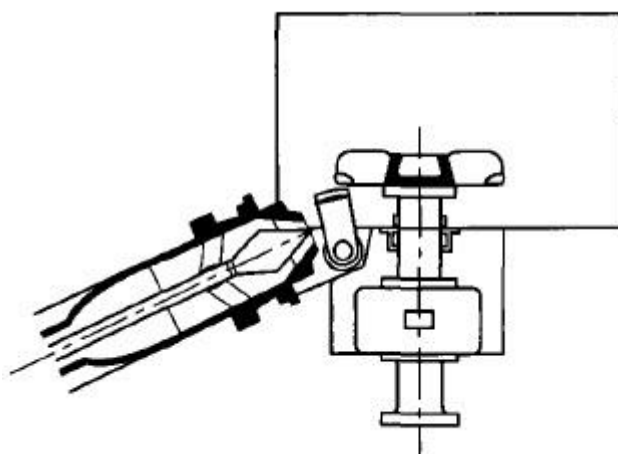
در این توربین جت آب از نازل به سمت پره ها هدایت شده و انرژی از آب به چرخ منتقل میشود. این توربین در شرایط هد بالا و نرخ جریان نسبتا کم مناسب است.



شکل ۱-۳ نمای شماتیک توربین پلتون (۲)

### توربین تورگو:

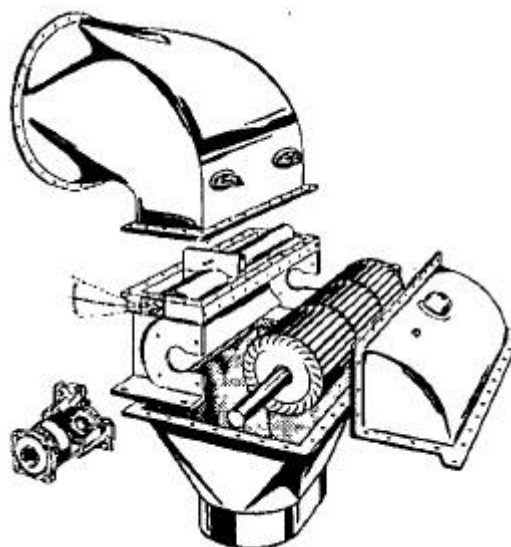
نوعی توربین ضربه ای شبیه توربین پلتون است با این تفاوت که جت آب به صورت مایل به قاشقک ها برخورد می کند و دارای سرعت مخصوص بالاتری نسبت به توربین پلتون است. مزیت آن داشتن جت بزرگتر و و در نتیجه سرعت بالاتر و حجم کوچکتر ماشین است. این توربین در نیروگاه های آبی کوچک کاربرد دارد.



شکل ۱-۴ توربین تورگو (۲)

### توربین جریان متقاطع یا میشل بانکی:

نوع تغییر یافته ای از توربین ضربه ای است و در نیروگاه های آبی کوچک کاربرد دارد. از مزایای مهم این توربین این است که می تواند در دامنه وسیعی از ارتفاع ریزش آب و دبی مورد استفاده قرار گیرد و همچنین می تواند تطابق خوبی نسبت به تغییرات دبی داشته باشد.



شکل ۱-۵ توربین میشل بانکی (۲)

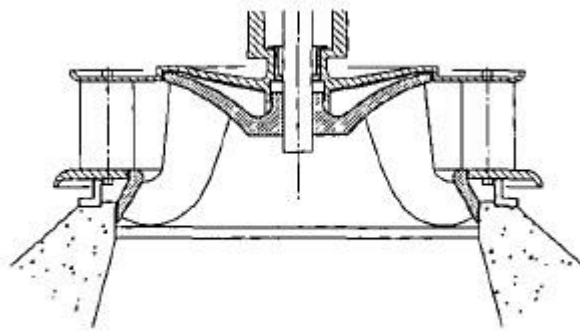


**توربین های عکس‌العملی<sup>۱</sup>:** در این نوع توربین فشار استاتیک آب در داخل چرخ ثابت نبوده و تنها بخشی از ارتفاع آن قبل از ورود به چرخ تبدیل به سرعت می‌گردد. فشار و سرعت آب در حین عبور از چرخ به تدریج کاهش یافته و در نتیجه انرژی موجود در آب به چرخ توربین منتقل می‌گردد. معروفترین توربین های عکس‌العملی فرانسیس<sup>۲</sup> و کاپلان<sup>۳</sup> هستند.

### توربین فرانسیس:

در شرایط هد متوسط اگر بخواهیم از توربین پلتون استفاده کنیم، باید قطر توربین افزایش یابد که موجب کاهش سرعت شده و در نتیجه توربین بلا استفاده می‌شود. در این شرایط از توربین فرانسیس استفاده می‌کنیم.

ورودی این توربین حلزونی شکل است و با کمک دریچه های هدایت کننده<sup>۴</sup> آب به طور مماسی به رانر<sup>۵</sup> برخورد کرده و رانر به چرخش در می‌آید. هرچه آب بیشتر به دور توربین می‌چرخد شعاع مجرای آب کاهش یافته در نتیجه آب سرعت از دست رفته خود را احیا میکند.



شکل ۱-۶ نمای شماتیک توربین فرانسیس (۲)

### توربین کاپلان:

<sup>۱</sup> Reaction Turbines

<sup>۲</sup> Francis

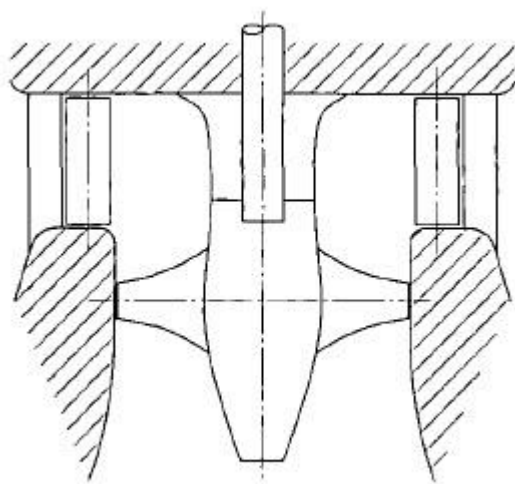
<sup>۳</sup> Kaplan

<sup>۴</sup> Guide Vanes

<sup>۵</sup> Runner

در شرایط هد کم از توربین کاپلان استفاده می شود. در توربین کاپلان تنها ۳ الی ۶ پره وجود دارد که باعث کاهش مقاومت اصطکاک میشود. توربین کاپلان معمولا دارای کانال های ورودی و خروجی آب است. چون ارتفاع سد کم است نیاز به مقدار متناهی آب برای چرخش توربین است.

برای هدایت مقدار زیاد آب به قسمت محرک توربین دیواره های پوشش مارپیچ که در تماس با پره های هدایت کننده هستند به صورت دو دیوار منحنی شکل ساخته می شوند.



شکل ۱-۷ نمای شماتیک توربین کاپلان (۲)

تفاوت اصلی بین توربین های عکس العملی با توربین های ضربه ای این است که آب از طریق یک سیستم بسته از طریق لوله تحت فشار<sup>۱</sup> به طرف قیف خروجی<sup>۲</sup> میرود. این سیستم شامل ۳ بخش زیر است:

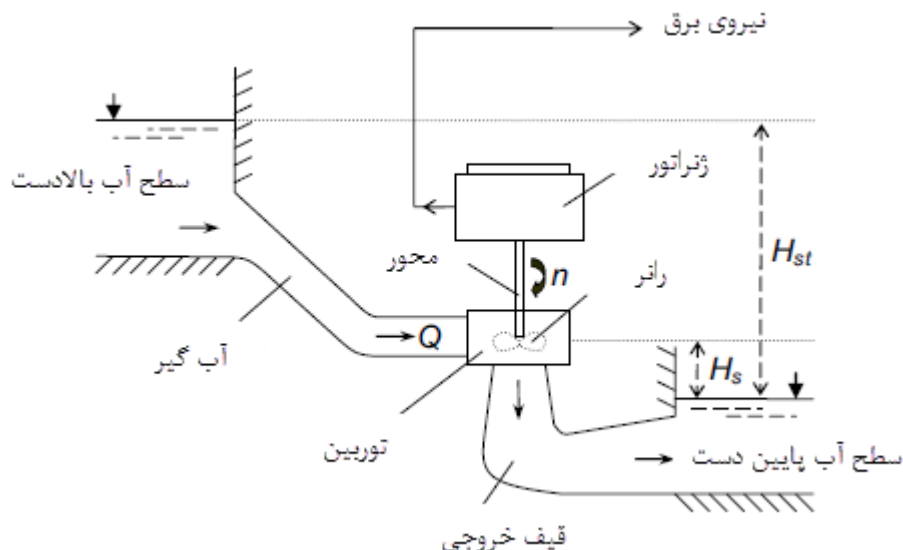
**لوله تحت فشار:** لوله ای با قطر نسبتا بالا که آب تحت فشار را از مخزن ذخیره سازی به توربین منتقل می کند.

**توربین:** قسمتی که در آن هد فشاری آب به انرژی جنبشی تبدیل می شود.

<sup>۱</sup> Penstock

<sup>۲</sup> Draft tube

**قیف خروجی:** آب خروجی از رانر دارای هد جنبشی بالایی است (سرعت بالا). قیف خروجی مخروطی است که سطح مقطع آن به طور ملایم افزایش یافته و سرعت را کاهش می‌دهد و در نتیجه هد جنبشی را به هد فشاری تبدیل می‌کند.



شکل ۸-۱ طرح شماتیک توربین عکس‌العملی (۲)

## ۴-۱) نیروگاه برق آبی

نیروگاه برق آبی، یکی از به صرفه‌ترین تکنولوژی‌ها برای برق‌رسانی به مناطق روستایی است. همچنین به دلیل اتمام سوخت‌های فسیلی در آینده، انرژی برق آبی چشم‌انداز آینده تامین انرژی در دنیاست. نیروگاه‌های آبی بسیار قدرتمند هستند زیرا تا ۵۰ سال یا بیشتر با هزینه‌های تعمیرات و نگه‌داری پایین، قابل استفاده هستند. و همچنین یکی از بی‌خطرترین تکنولوژی‌ها برای محیط زیست هستند.

توسعه انرژی برق آبی در قرن بیستم با ساخت سد‌های عظیم صورت می‌گیرد. با استفاده از موانع سنگ و بتنی بر روی رودخانه‌ها، دریاچه مصنوعی درست می‌کنند که علاوه بر منبع انرژی عظیم و قابل اعتماد، به آبیاری و کنترل سیل و جابجایی ساکنین منطقه نیز کمک می‌کند.

## ۱-۴-۱) مزایای نیروگاههای برق آبی

۱. عمر مفید این نیروگاه ها بیش از ۵۰ سال می باشد و تا ۱۰۰ سال هم می رسد و در مقایسه با عمر نیروگاه های بخار (حدود ۲۵ تا ۳۰ سال) بسیار زیاد است.
۲. به منظور تولید انرژی چرخشی توربین، نیازی به سوخت نمی باشد در نتیجه هزینه عملکرد نیروگاه بسیار کم است. به علاوه با توجه به عدم نیاز به سوخت، به مخزن های ذخیره سوخت هم نیازی نیست.
۳. در این نیروگاه ها هیچ گونه آلودگی ناشی از گازهای حاصل از احتراق وجود ندارد و از این نظر مشکلی را برای محیط زیست ایجاد نمی کند.
۴. هزینه تولید انرژی نیروگاه های بخار با تغییر ضریب قدرت بار، متغیر است، اما این هزینه در نیروگاههای آبی تقریباً مستقل از ضریب قدرت بار می باشد.
۵. زمان راه اندازی این نیروگاه ها بسیار کوتاه است و در زمان کمی (حدود چند دقیقه) قادر به هماهنگی با شبکه و وصل شدن به آن می باشد.
۶. پایداری این نیروگاهها در مقایسه با نیروگاه های بخار بسیار بالاست.
۷. هزینه نگهداری این نیروگاه ها بسیار پایین است.
۸. با گذشت زمان، بازده این نیروگاه ها تغییر نمی کند.
۹. پرسنل مورد نیاز نیروگاه های آبی نسبت به بقیه نیروگاه ها بسیار کمتر است.
۱۰. تولید انرژی آبی باعث صرفه جویی در مصرف سوخت و ذخائر مربوطه می شود.

از مزایای مهم دیگر نیروگاههای برق آبی که در مورد تولید برق نمی باشد عبارتند

از:

۱. جلوگیری از سیل ها و سیلاب های فصلی ( با ایجاد سد )
۲. با ایجاد مخزن آب در پشت سد، زمین های اطراف این مخزن به صورت زمین های حاصل خیز و کشاورزی در می آید.
۳. حفظ محیط زیست و عدم آلودگی فضای منطقه.
۴. ایجاد فضای تفریحی مناسب در اطراف سد.
۵. ایجاد منبع مناسب برای آب مصرفی شهر ها.

### **۱-۴-۲) مشکلات استفاده از نیروگاههای برق آبی**

۱. با توجه به اینکه برای نصب نیروگاه های برق آبی نیاز به احداث سد می باشد در نتیجه ، هزینه ثابت این نیروگاهها بسیار زیاد است؛ زیرا برای ساختن سد ، ابتدا باید مسیر آب منحرف شده ، سپس سد مناسب ایجاد شود که هزینه عمرانی این سدها بسیار زیاد است .
۲. با توجه به اینکه تولید این نیروگاهها بستگی به میزان آب پشت سد دارد ، در نتیجه در سالهای کم آبی ، تولید این نیروگاهها با مشکل همراه خواهد بود.
۳. مدت زمان ساخت سد و نیروگاههای آبی در مقایسه با دیگر نیروگاه ها بسیار زیاد است و برای برنامه ریزی های کوتاه مدت انرژی ، مناسب نمی باشد.

### **۱-۴-۳) نیروگاه های آبی کوچک**

نیروگاه آبی کوچک معمولاً روی رودخانه ها اجرا میشوند. به عبارت دیگر با یک سد یا بند کوچک و با ذخیره مقدار کمی آب و در نتیجه با هزینه های عمرانی بسیار کم، برق تولید میشود. در نتیجه معایب نیروگاه های آبی بزرگ را ندارند.

در دهه های اخیر توجه ها به سمت استفاده از پتانسیل نیروگاه های کوچک جلب شده است. پس از موفقیت آن، استفاده از پتانسیل های مینی و میکرو نیز در دستور کار قرار گرفته است.

معمولاً نیروگاه های برق آبی را بر حسب ظرفیتشان به دسته های میکرو<sup>۱</sup>، مینی<sup>۲</sup>، کوچک<sup>۳</sup> و بزرگ تقسیم بندی می کنند هر چند در این زمینه توافق کلی وجود ندارد اما محدوده های ذکر شده در این مورد به یکدیگر نزدیک می باشند که چند نمونه را به اختصار ذکر می کنیم (۴):

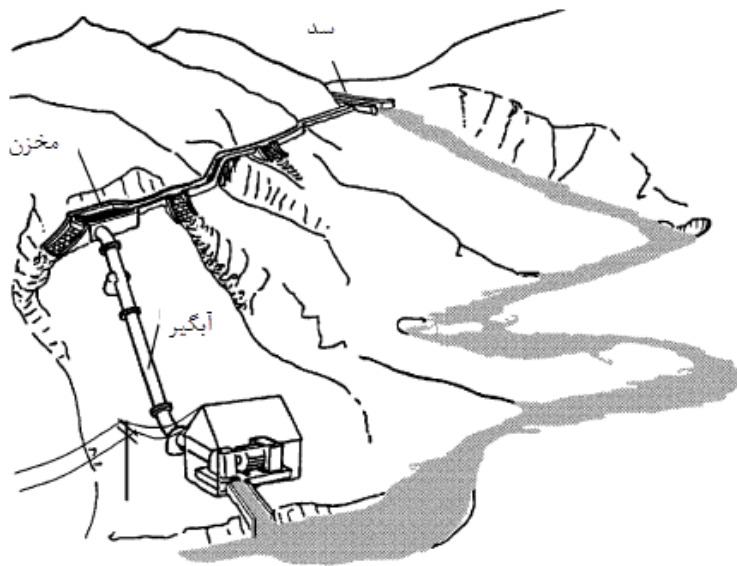
جدول ۱-۱ تقسیم بندی نیرو گاه های آبی کوچک در کشور های مختلف (۴)

کشور	میکرو (Micro)	مینی (Mini)	کوچک (Small)
آمریکا	$\leq 100 \text{ KW}$	$100-1000 \text{ KW}$	$1-30 \text{ MW}$
چین	-	$\leq 500 \text{ KW}$	$5-25 \text{ MW}$
هند	$\leq 100 \text{ KW}$	$100-1000 \text{ KW}$	$1-15 \text{ MW}$
ایران (۲)	$\leq 100 \text{ KW}$	$200-2000 \text{ KW}$	$2-20 \text{ MW}$

<sup>۱</sup> Micro

<sup>۲</sup> Mini

<sup>۳</sup> Small



شکل ۱-۹ یک نمونه نیروگاه آبی کوچک (۵)

#### ۱-۴-۴) مزیت نیروگاه های آبی میکرو

۱. به نسبت نیروگاه های آبی بزرگ، اثرات زیست محیطی کمتری دارد.
۲. برای نصب و راه اندازی به هزینه های عمرانی کمتری نیازمند است.
۳. توان قابل پیش بینی تری نسبت به انرژی خورشیدی و باد در اختیار قرار می دهد.
۴. امکان قرار گرفتن در نزدیکی مصرف کننده را دارد.

#### ۱-۴-۵) نیروگاه های آبی کوچک در جهان (۶)

##### ۱-۴-۵-۱) چین

چین ۱۷ درصد از منابع آبی جهان را داراست و بیش از نیمی از نیروگاه های کوچک جهان را به خود اختصاص داده است. که حدود ۳۰ درصد آن نیروگاه های مینی و میکرو است.

جدول ۱-۲ نیروگاه های آبی کوچک در چین (۶)

نوع	Micro	Mini	Small	مجموع
تعداد	۱۸۹۴۴	۱۹۶۰۹	۴۴۲۷	۴۳۰۲۷
ظرفیت (مگاوات)	۶۸۷	۷۱۷۱	۱۸۴۰۴	۲۶۲۶۲
درصد	۲/۶	۲۷/۳	۷۰/۱	۱۰۰

کشور چین ساخت نیروگاه های آبی کوچک را از سال ۱۹۵۰ شروع کرده و بش از ۶۰۰ شهر (در مجموع ۳۰ میلیون نفر) آن از انرژی نیروگاه های آبی کوچک استفاده می کنند. از سال ۲۰۰۰ میلادی ظرفیت تولید برق نیروگاه های آبی کوچک آن به میانگین ۲۰۰۰ مگاوات در سال رسیده است. و به قدری در ساخت این گونه نیروگاه ها حرفه ای شده است که در کشور های دیگر هم به ساخت می پردازند.

#### ۱-۴-۵ (۲) هند

پتانسیل نیروگاه های آبی کوچک در هند حدود ۱۵۰۰۰ مگاوات تخمین زده شده است. در حال حاضر ۴۹۵ نیروگاه آبی کوچک با ظرفیت ۱۶۹۳ مگاوات به بهره برداری رسیده و ۱۷۰ نیروگاه آبی کوچک دیگر با ظرفیت ۴۷۹ مگاوات در حال اجراست. میزان مشارکت نیروگاه های آبی کوچک در منابع انرژی تجدید پذیر کشور هند ۳۱ درصد است و پس از نیروگاه های بادی با ظرفیت ۵۵ درصد در رتبه دوم است. کشور هند ۳۰ درصد از ظرفیت نیروگاه های آبی کوچک با هد پایین را مورد بهره برداری قرار داده ولی هنوز توسعه کمی در مناطق دوردست و کوهستانی دارد. در مجموع در دهه های اخیر مشارکت نیروگاه های آبی در تولید انرژی کشور هند از ۵۰ درصد به ۲۵ درصد کاهش یافته است ولی هنوز نقش موثری در افزایش ظرفیت تولید توان این کشور دارد.

سازمان توسعه انرژی های تجدیدپذیر هند در مناطق دورافتاده هند حدود ۴۴ نیروگاه آبی میکرو با ظرفیت کلی ۴/۲۹ مگاوات در این مناطق احداث کرده است و ۱۹ نیروگاه آبی میکرو نیز با ظرفیت ۲/۳۱۵ در دست احداث دارد.



جدول ۱-۳ تعدادی از نیروگاه‌های آبی میکرو در هند (۶)

نام نیروگاه	ظرفیت (کیلووات)
سوراگ <sup>۱</sup>	۵۰
تولی <sup>۲</sup>	۱۰۰
لاماباگار <sup>۳</sup>	۲۰۰
بوربالدا <sup>۴</sup>	۲۵
تالوکا <sup>۵</sup>	۲۰
وان <sup>۶</sup>	۵۰

### ۱-۴-۵-۳) نیروگاه‌های آبی میکرو در ایران (۷)

شرکت توسعه منابع آب و نیروی ایران به موازات احداث نیروگاه‌های بزرگ نظیر کارون ۳، نیروگاه مسجد سلیمان و کرخه احداث نیروگاه‌های آبی کوچک، مینی و میکرو را نیز با توجه به پتانسیل گسترده آن در سراسر کشور آغاز نموده و توسعه نیروگاه‌های جریانی را بطور جدی و فراگیر، با استفاده از شیوه‌های نوین در دستور کار قرار داده است. نیروگاه‌های جریانی به دلیل کوتاهی زمان ساخت، مشکلات اجتماعی و زیست محیطی کمتر در راستای کاهش گازهای گلخانه‌ای و ساز و کار توسعه پاک، توجیه اقتصادی، پراکندگی مناسب در سطح کشور، داشتن بستر مناسب جهت انتقال تکنولوژی و قابلیت سرمایه‌گذاری بخش خصوصی در آنها از جذابیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشد. در ادامه فهرست برخی از نیروگاه‌های آبی میکرو همراه با ظرفیت و موقعیت جغرافیایی ارائه گردیده است:

<sup>۱</sup> Sorag

<sup>۲</sup> Toli

<sup>۳</sup> Lamabagar

<sup>۴</sup> Borbalda

<sup>۵</sup> Taluka

<sup>۶</sup> Wan

جدول ۱-۴ تعدادی از نیروگاه های آبی میکرو در ایران (۷)

نام نیروگاه	موقعیت جغرافیایی	ظرفیت (کیلووات)
کرنق	استان اردبیل شهرستان خلخال	۵۴
گرنی	استان خراسان شهرستان دره گز	۲۵
درجان	استان مازندران ۴۰ کیلومتری جنوب غربی تنکابن	۵۲
مران	استان مازندران ۵۰ کیلومتری جنوب غربی تنکابن	۳۶
ناو	استان گیلان ۴۰ کیلومتری جنوب غربی تالش	۶۰
ارده	استان گیلان شهرستان رضوانشهر روستای ارده	۱۲۵
سررود	استان خراسان شهرستان کلات نادری	۶۵

## **فصل ۲:**

### **توربین هیدروکوئل**

## ۲-۱) توربین اسکرو<sup>۱</sup>

### ۲-۱-۱) تاریخچه

یکی از قدیمی ترین ماشین هایی که همچنان مورد استفاده قرار می گیرد، پمپ اسکرو است. وسیله ای برای بالا بردن آب، به منظور استفاده در آبیاری و زه کشی. مدارک تاریخی نشان می دهد که پمپ اسکرو توسط ارشمیدس اختراع شده است. برای مثال، دیودوروس سیرکولوس<sup>۲</sup> (تاریخ دان یونانی، صد سال قبل از میلاد) نوشته است:

مردم به راحتی زمین های خود را با ابزار مخصوصی که توسط ارشمیدس اختراع شده بود، آبیاری می کردند و به دلیل ظاهر مارپیچ، آن را اسکرو می نامیدند (۸).

درجای دیگر نائوکراتیس<sup>۳</sup> (تاریخ دان یونانی، ۲۰۰ سال بعد از میلاد) نوشته است:

حتی زمانی که سطح آب بسیار پایین بود نیز مردم می توانستند با کمک اسکرو، آب را به مزارع خود پمپ کنند. این وسیله توسط ارشمیدس اختراع شده بود (۹).



شکل ۲-۱ ارشمیدس در حال آموزش نحوه کارکرد اسکرو به شاگردانش (۱۰)

<sup>۱</sup> Screw Turbine

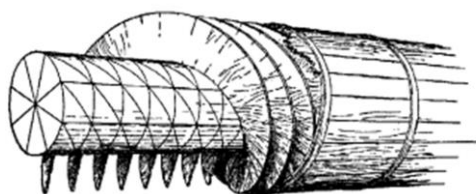
<sup>۲</sup> Diodorus Siculus

<sup>۳</sup> Naucratis

همان گونه که در شکل نشان داده شده است، اسکروی اولیه یک لوله مارپیچ بوده که به دور یک سیلندر شیبدار پیچیده شده که توسط دست چرخانده می شد و آب را از سطحی پایین به سطحی بالاتر منتقل می کرده است.

اولین دگرگونی در طراحی اسکرو در سال ۱۰۰ قبل از میلاد مسیح انجام شد. مهندس و آرشیتکت یونانی، ویتروویوس<sup>۱</sup> به طراحی جدیدی برای اسکرو پرداخت و لوله مارپیچ را با پره های زاویه دار جایگزین نمود و به منظور ایجاد محفظه های لازم برای بالا بردن آب، محفظه ای استوانه ای برای اسکرو طراحی کرد (۱۱).

اسکروی ویتروویوس از تنه درختی ساخته شد که به شکل استوانه تراشیده شده بود. این استوانه به عنوان سیلندر مرکزی به کار برده شد و طول آن ۱۶ برابر قطر آن بود. بر روی این سیلندر هشت پره مارپیچ نصب شد که از جنس شاخه های باریک بید ساخته شده بودند و ارتفاع آنها با شعاع سیلندر مرکزی برابر بود. گام این پره ها نیز برابر با محیط سیلندر مرکزی در نظر گرفته شده بود و سرانجام یک محفظه استوانه ای چوبی به عنوان پوشش خارجی به اسکرو اضافه شد. برای ضد آب سازی اسکرو نیز سرتاسر آن با مایع مخصوصی پوشانده شد. انتهای اسکرو در منبع آب پایین دست مستغرق شده و سمت دیگر آن در منبع بالادست تخلیه می شود و اسکرو با زاویه خاصی نسبت به سطح زمین قرار می گیرد. حرکت چرخشی اسکرو آب را از منبع پایین دست بالا برده و به منبع بالایی تخلیه می کند.

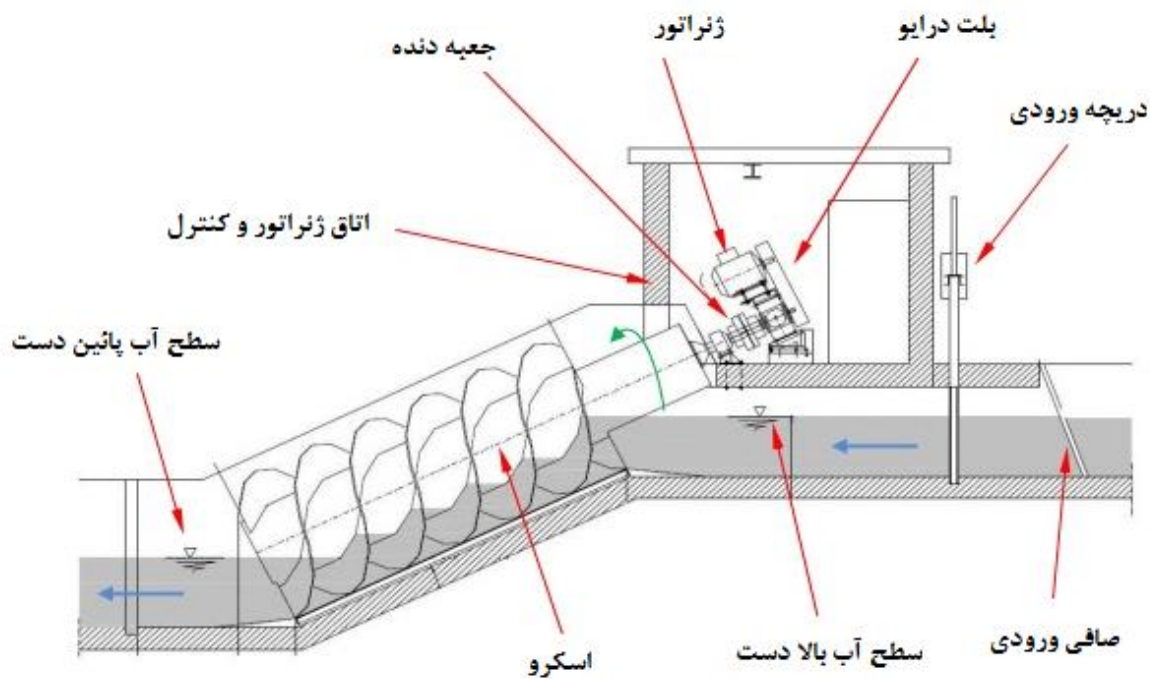


شکل ۲-۲ اسکروی ویتروویوس (۱۲)

ایده جدیدی که در دهه های اخیر توسعه یافته است، به کارگیری پمپ اسکرو به عنوان توربین اسکرو است. اسکروی هیدرودینامیکی یک پمپ اسکرو است که در جهت عکس عمل می کند. در توربین اسکرو به جای دادن انرژی برای چرخاندن اسکرو

<sup>۱</sup> Vitruvius

و بالا بردن آب از منبعی با ارتفاع کم به منبع با ارتفاع بالا، از انرژی موجود در منبع بالادستی، مانند آب های روان، سرریزها و ... برای چرخاندن اسکرو استفاده می شود. اسکرو شامل یک سری پره مارپیچ است که در پوشش U شکل قرار دارد. با چرخش اسکرو باکت<sup>۱</sup> های آب در داخل اسکرو شکل می گیرند و به پایین دست حرکت می کنند. وزن آب درون باکت ها، به پره های اسکرو نیرو وارد می کند و چرخش اسکرو به واسطه همین نیرو می باشد. حجم آب درون اسکرو با دریچه ورودی کنترل می شود. اسکرو با یک گیربکس به ژنراتور متصل شده و آن را به دوران می آورد.

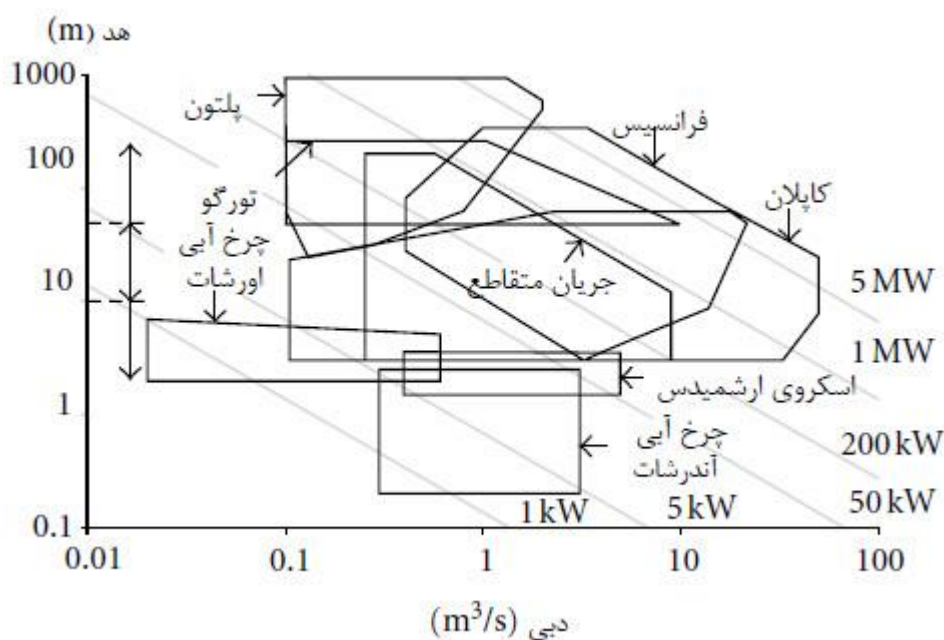


شکل ۲-۳ شماتیک توربین اسکرو (۱۲)

<sup>۱</sup> Bucket

## ۲-۱-۲) محدوده کارکرد توربین اسکرو

توربین ارشمیدس در حالت کلی برای سایت های آبی کوچک به کار می رود. ژنراتور به صورت مستقیم به محور متصل شده و سپس به شبکه متصل می گردد. هد در این سایت ها اغلب پائین و جریان آب با ثبات است. بسته به اندازه توربین، توان خروجی این توربین ها متفاوت است. این توان از ۱۵ کیلووات تا ۵۰۰ کیلووات متغیر است. حتی در صورتی که این توربین ها به صورت موازی نصب و وارد مدار شوند، توان خروجی به شکل چشمگیری افزایش می یابد.



شکل ۲-۴ محدوده کارکرد توربین اسکرو (۱۳)

## ۲-۱-۳) مزایای توربین اسکرو

۱. توربین اسکرو نیازی به هد بالا ندارد. این امر باعث می شود تا در مکان های بسیاری قابلیت نصب داشته باشد. رودخانه ها حتی با دبی سالیانه پایین، کانال های آب و حتی فاضلاب آبشارهای کوچک، آب خروجی از کندانسور نیروگاه ها و بسیاری موارد دیگر از جمله مکان هایی هستند که امکان بالایی برای نصب اسکرو دارند.

۲. یکی از مهمترین عوامل در انتخاب و طراحی یک توربین، هزینه های عمرانی طرح است. هزینه عمرانی توربین اسکرو در مقایسه با سایر توربین ها بسیار پایین می

باشد. این هزینه تنها مربوط به ساخت مجرای آب ورودی به توربین (در صورت نیاز) و ساخت محفظه نگه دارنده پوشش توربین است. همچنین می توان این توربین را در کانال های موجود نیز نصب نمود.

۳. عمر کارکرد توربین اسکرو بسیار زیاد است. به طور متوسط هر توربین اسکرو عمری بین ۲۵ تا ۴۵ سال دارد. این در حالی است که زمان نصب بزرگترین توربین اسکرو دنیا در یورکشایر<sup>۱</sup> انگلستان تنها ۶ ماه بوده است و برای توربین های کوچکتر با در نظر گرفتن مدت زمان کارهای عمرانی، این زمان از ۲ ماه فراتر نمی رود.

۴. سرعت چرخش در توربین اسکرو بسیار پایین است. بین ۲۰ تا ۲۵ دور در دقیقه به طور متوسط. به دلیل سرعت پایین اجزای دوار، عمر خستگی اجزا بسیار بالا و بیش از سایر توربین ها است. همین امر باعث می شود تا عمر یاتاقان های بکاررفته نیز بسیار بالا بوده و هزینه نگهداری آنها پایین تر باشد.

۵. دسترسی به اجزای توربین بسیار ساده بوده و هزینه نگهداری پائینی دارد.

۶. خروجی توربین اسکرو دائمی و باثبات است. ثبات خروجی توربین نیاز به نصب اینورتر<sup>۲</sup> در خروجی برای یکنواخت سازی برق تولیدی را از بین می برد مگر اینکه توربین با سرعت متغیر کار کند.

۷. سیستم کنترلی برای توربین اسکرو، بسیار ساده است. اسکرو در برابر تغییرات جریان آب خود کنترل است.

۸. به دلیل شیب و ساختار پره های اسکرو، آب باقی مانده در اسکرو در هنگام خاموشی دستگاه به صورت خودکار خارج می شود. این امر در هنگام تعمیرات کمک زیادی به مهندسین می کند و از خوردگی دستگاه به دلیل باقی ماندن آب در دستگاه جلوگیری می کند.

۹. نیازی به فیلتراسیون قوی در ورودی توربین نیست و تنها کافی است تا از ورود اجسام حجیم و سنگین جلوگیری شود. این عدم نیاز، هزینه های نصب و نگهداری را کاهش می دهد.

---

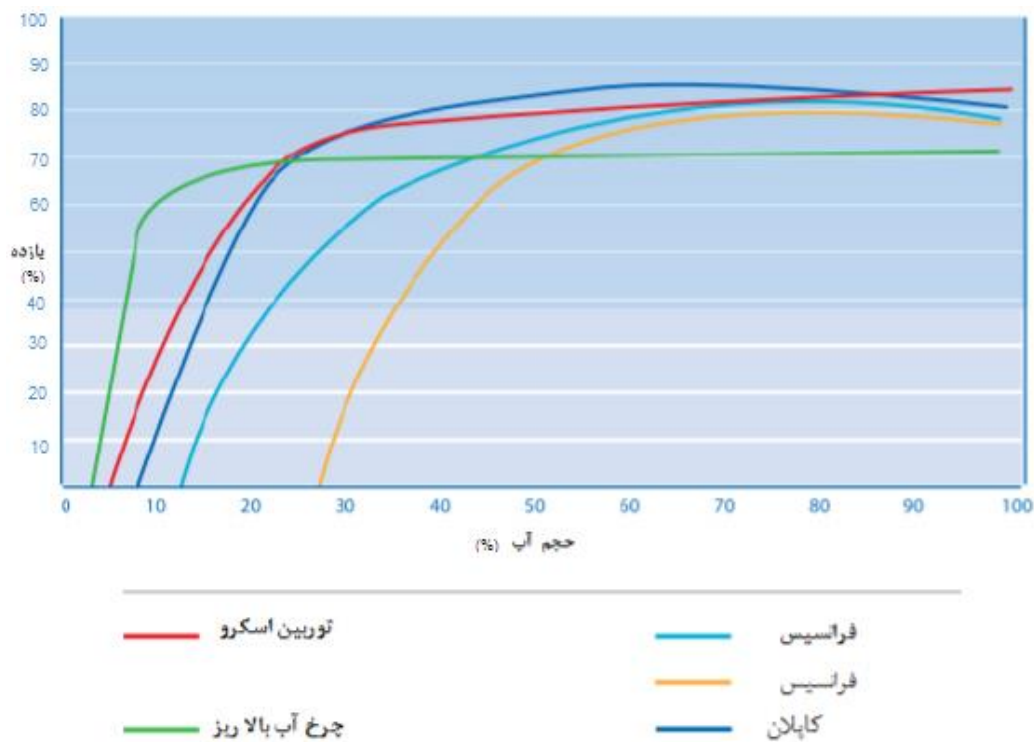
<sup>۱</sup> Yorkshire

<sup>۲</sup> Inverter



۱۰. یکی از عوامل مهم در توربین های جریان رودخانه ای، سازگاری توربین با محیط زیست است. توربین اسکرو به دلیل شکل پره و محفظه، کمترین آسیب را به ماهی ها می رساند. احتمال آسیب دیدن ماهی در حین عبور از توربین اسکرو تنها از فاصله بین پره و محفظه در بالادست پره وجود دارد و آن هم ۱ به ۱۰۰۰ است. حتی در بخش هایی از امریکای لاتین، از اسکرو به عنوان وسیله ای برای انتقال ماهی ها نیز استفاده می شود (۱۴).

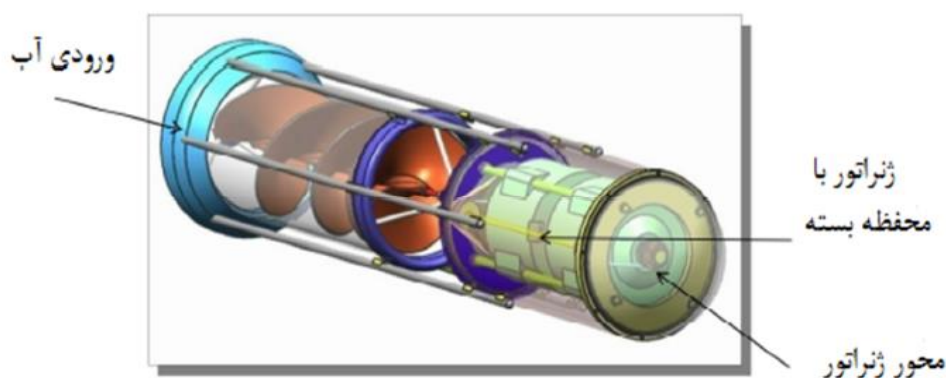
۱۱. بازده توربین اسکرو بالا و یکنواخت است. منحنی کارکرد اسکرو در محدوده بزرگی از جریان ها تقریباً افقی است و از چرخ های آبی و سایر توربین های با هد کم بالاتر است (۱۵).



شکل ۲-۵ مقایسه منحنی بازده توربین های مختلف (۱۵)

## ۲-۲) توربین هیدروکویل

نسل جدید توربین های اسکرو هیدرو کویل نامیده می شود به صورت افقی نصب می شود. در این توربین ها ژنراتور در محفظه ای به شعاع پره توربین و در روبروی پره قرار گرفته است و محور آن با محور پره ها مشترک است. آب خروجی از پره ها به انتهای ژنراتور برخورد می کند 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. توربین های هیدروکویل دارای پره های تک ردیفه هستند و گام پره های این توربین ها متغیر است. از ویژگی های منحصر به فرد این توربین قابلیت حمل آن است و به دلیل ساختار استوانه ای شکل آن مناسب ترین توربین برای قرار گیری در چیدمان ماتریس گونه است.



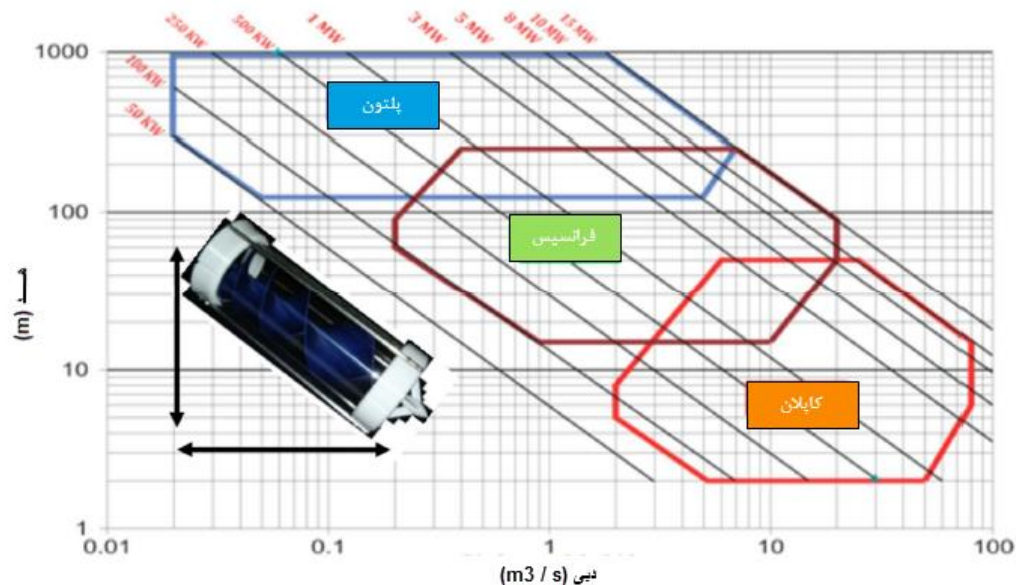
شکل ۲-۶ مدل رایانه ای توربین هیدروکویل (۱۶)

## ۲-۲-۱) مزایای توربین هیدروکویل

طراحی جمع و جور و قابل حمل آن باعث کاربردهای وسیعی شده است. از جمله در سیستم های توزیع آب، لوله های تصفیه خانه فاضلابی و شبکه های آبیاری

این توربین از پلیمر سبک و یا مواد کامپوزیت با روش قالبگیری تزریقی ساخته شده و تمام قسمت های آن در برابر نمک و کلر مقاوم به خوردگی هستند. همچنین قسمتهای فلزی آن در بدنه ضد آب قرار دارند.

محدوده کارکرد توربین هیدرو کوپل از توربین اسکروی رایج بالاتر است. شکل زیر نشان می دهد اگر بخواهیم در شرایط هد پایین و جریان کم تا متوسط از توربینی استفاده کنیم، تنها انتخاب ما توربین هیدروکوپل است (۱۶).



شکل ۷-۲ محدوده کارکرد توربین هیدروکوپل (۱۶)

۱. توربین هیدروکوپل از نظر زمان بازگشت سرمایه قابل رقابت با انواع دیگر انرژی های تجدید پذیر است.
۲. زمان بازگشت سرمایه انرژی خورشیدی بین ۴ تا ۱۲ سال ، انرژی باد بین ۴ تا ۶ سال و توربین هیدروکوپل حدود ۴ سال است.
۳. راحتی نصب : به محض نصب قابل استفاده است و نیازی به آبرگیری ندارد.
۴. بهره برداری بدون دخالت دست : پس از نصب دیگر نیازی به تکنسین نیست و فقط باید نظارت شود.
۵. حداقل تعمیرات و نگهداری : جایگزینی آسان کل توربین یا بخشی از آن

## ۲-۲-۲) نیازهای تحقیقاتی هیدروکوئل

همواره یکی از مشکلات اساسی برای تولید برق، هزینه های بالای عمرانی و اجرایی سایت ها و نیروگاه های تولید برق و مشکلات و هزینه های بالای ناشی از تلفات برق در شبکه های انتقال نیرو است. راه حل این مشکل، تولید پراکنده برق است که در کشور ما نیز جزء اولویت های اصلی وزارت نیرو قرار دارد. تولید پراکنده برق با ایجاد سایت های کوچک و در نزدیکی مصرف کننده امکان پذیر می شود. توربین های آبی با هد پائین ایده ای مناسب است که امروزه به صورت گسترده مورد توجه قرار گرفته است. در حال حاضر که نیاز روز افزون به تولید انرژی احساس می شود و امکان ورود تکنولوژی سیستم های با هد پایین به کشور با توجه به هزینه های بسیار بالا و تحریم های بین المللی امکان پذیر نمی باشد، توربین اسکرو با هد پایین، بازده بالا در بار طراحی و بارهای جزئی، طول عمر زیاد، هزینه های اجرا و نگهداری پایین و ... گزینه بسیار مناسبی برای تولید برق در کشور است که از رودخانه های بسیار و منابع آبی فراوان برخوردار است.

ساخت و نصب توربین هیدورکوئل که توربینی بسیار جدید، کوچک و قابل حمل با توان بالا در صورت بهبود کارایی و انحصاری بوده و تنها توسط یک شرکت به صورت ثبت سفارش تولید می شود، برای اولین بار در ایران، علاوه بر کمک به پیشرفت علمی و صنعتی کشور و حرکت در افق ۱۴۰۴، سود آوری بالایی را از طریق بی نیازی به ورود تکنولوژی و حتی صادرات این توربین را در صورت حمایت، فراهم می سازد.

### **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 نیچل<sup>۱</sup> 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<sup>۲</sup> به صورت زیر است:

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

$P_d$ : توان اندازه گیری شده توسط دینامومتر

<sup>۱</sup> Nechleba

<sup>۲</sup> Dynamometer

$\eta_m$ : راندمان ترکیبی یاتاقان، شفت آب بند و انتقال

$\eta_t$ : راندمان هیدرولیکی توربین که شامل  $\eta_m$  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<sup>۱</sup> 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:

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

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

---

<sup>۱</sup> Torque

نرخ دبی جرمی<sup>۱</sup> در سطح مقطع جریان با فرض سرعت محوری ثابت از رابطه زیر حاصل می شود:

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

با جایگزینی در رابطه گشتاور:

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

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

$$(۱۳-۳)$$

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

در نتیجه داریم:

$$T_r = k \dot{m} \quad (۱۴-۳)$$

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

توان تولید شده پره توسط رانر<sup>۲</sup> با گشتاور رانر و سرعت دوران آن رابطه دارد:

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

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

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

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

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

---

<sup>۱</sup> Mass flow

<sup>۲</sup> Runner

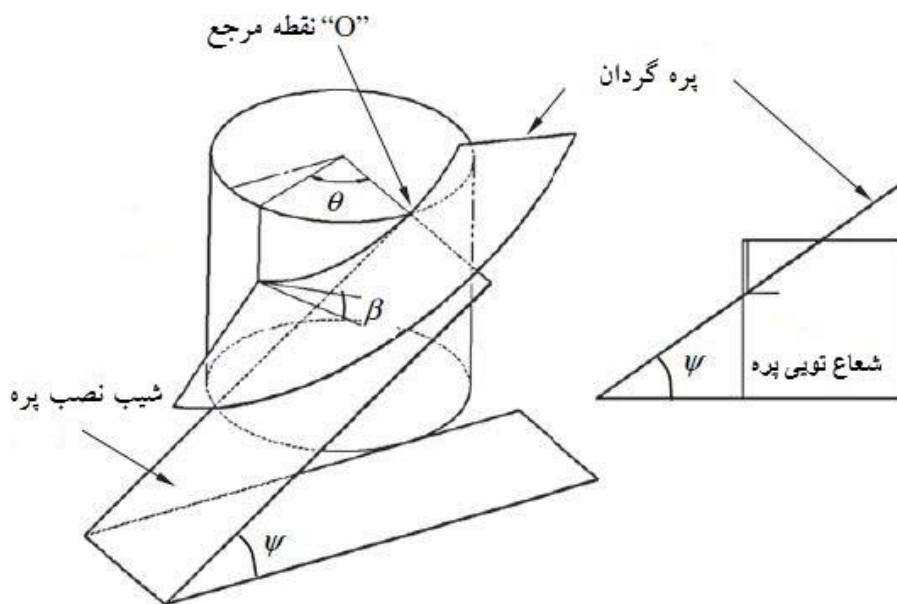


و سرعت محیطی به صورت زیر قابل محاسبه است:

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

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  $\psi$  بر روی آن ها نصب شده است:



شکل ۱-۳ روش نصب و اتصال پره تویی چرخ به رانر (۱۷)

زاویه پره  $\beta$ ، از مقدار  $\psi$  در  $\theta = 0$  به مقدار کمتری از  $\psi$  در هر  $\theta$  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<sup>۱</sup> دوران نماید، پس محدودیت طراحی برای  $N$  (سرعت ژنراتور) وجود دارد، ساینز محور را نیز می توان با در نظر گرفتن چند نکته طراحی نمود که عبارتند از:

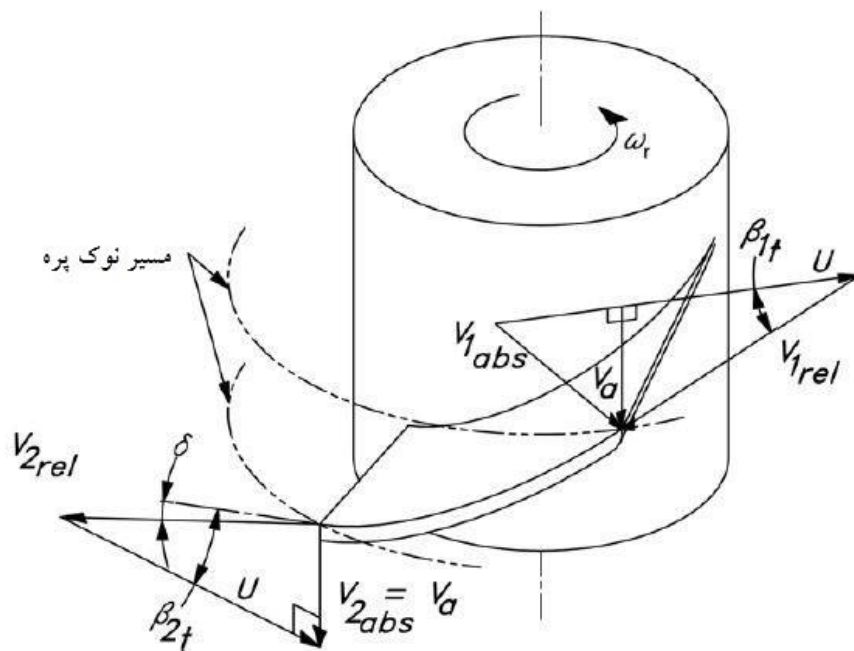
<sup>1</sup> Generator

- ✓ سرعت محیطی  $V_c$  در توپی چرخ<sup>۱</sup> باید از سرعت  $\omega r$  در توپی چرخ کمتر باشد، که زاویه حمله در طول لبه راهنما همواره مثبت گردد.
- ✓ بیش از حد بزرگ بودن، نسبت شعاع نوک پره<sup>۲</sup> 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 هیدروکوئل بسیار کمتر است.
- ✓ با دانستن مقدار  $\frac{dh}{dt}$ ، مثلث سرعت در هر نقطه‌ای از زاویه حمله تیغه رانر بر اساس  $V_c$ ،  $\omega r$ ،  $V_a$  نشان داده می شود.

---

<sup>1</sup> Hub

<sup>2</sup> Tip



شکل ۲-۳ نمودار سرعت رانر (۱۷)

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

$\beta_1$  زاویه مورد نیاز (نسبت به صفحه ایمپلر<sup>۱</sup>) در هر جایی از طول زاویه حمله می‌باشد.

$\beta_2$  زاویه انتهایی پره که از مثلث سرعت خروجی بدست می‌آید و نشان می‌دهد که جریان خروجی باید غیرچرخشی<sup>۲</sup> باشد ( $V_c = 0$ ). در نتیجه تلفات جریان بین لبه حمله و لبه انتهایی پره، جریان خروجی دقیقاً از انحنای لبه انتهایی تیغه پیروی نمی‌کند. برای شرط عدم غیرچرخشی نبودن در واقعیت، تیغه‌های رانر، باید با زاویه انحراف  $\delta$  جریان را وارانه کنند که این زاویه حدود ۵ درجه می‌باشد.

$\delta$  با مقدار  $r$  تغییر می‌کند و در طول لبه انتهایی پره محاسبه می‌شود، در نتیجه  $\beta_2$  زاویه تیغه نسبت به صفحه ایمپلر در شعاع توپی چرخ و شعاع نوک پره عبارتست از:

<sup>۱</sup> Impeller

<sup>۲</sup> Non-rotational

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

این زاویه‌ها با فرض جریان آزاد<sup>۱</sup> در ورودی و فرض عدم چرخش در خروجی اتفاق می‌افتد (با انحراف  $\delta$ )، لذا برای تمام این کارها باید  $\psi$  مناسب را انتخاب نمود.

چندین راه برای محاسبه  $\psi$  وجود دارد:

انتخاب  $\psi$  برابر با بزرگترین زاویه در تمام بخش‌های 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 می‌توان 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:

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

---

<sup>۱</sup> 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<sup>۱</sup> 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<sup>۲</sup> 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 (۱۷).

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.

---

<sup>۱</sup> Incidence Angle

<sup>۲</sup> 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:

$$R_1 = R_2 = R \quad (۲۷-۳)$$

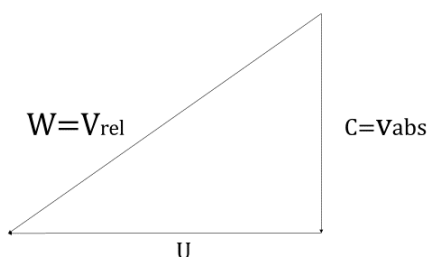
قدرت:

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

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<sup>۱</sup> را

بدست آورد:

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

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

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

<sup>۱</sup> 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

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

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

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.

$$\frac{\div g}{g} \frac{dW}{dm} = \left( \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{C_2^2}{2g} - \frac{C_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) + \frac{h_L}{g} \quad (۴۰-۳)$$

که  $H'' = \frac{dW}{gdm}$  و  $\tau_{1-2} = \frac{h_L}{g}$  است که  $\tau_{1-2}$  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 دیفیوزر و جمع کننده

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

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

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

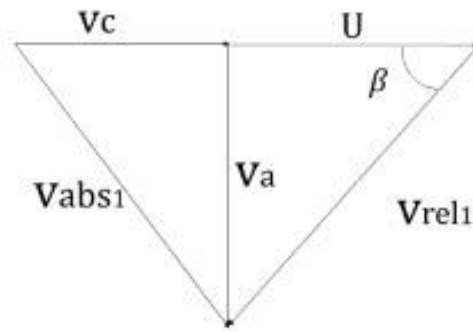
با ترکیب این دو رابطه داریم:

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

اگر از تلفات هیدرولیکی صرف نظر کنیم، داریم:

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

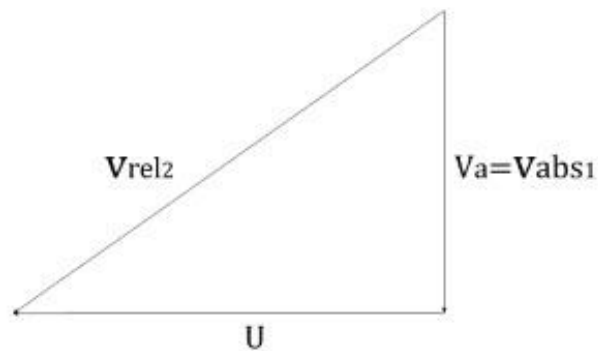
با توجه به مثلث سرعت‌ها



$$V_{rel1}^2 = V_a^2 + (U - V_c)^2 \quad (54-2)$$

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

$$\rightarrow V_{rel1}^2 = V_a^2 + \frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} \quad (56-3)$$



$$V_{rel2}^2 = V_a^2 + U^2 \quad (57-3)$$

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

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

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

$$(17)$$

### ۳-۴) تئوری قیف خروجی

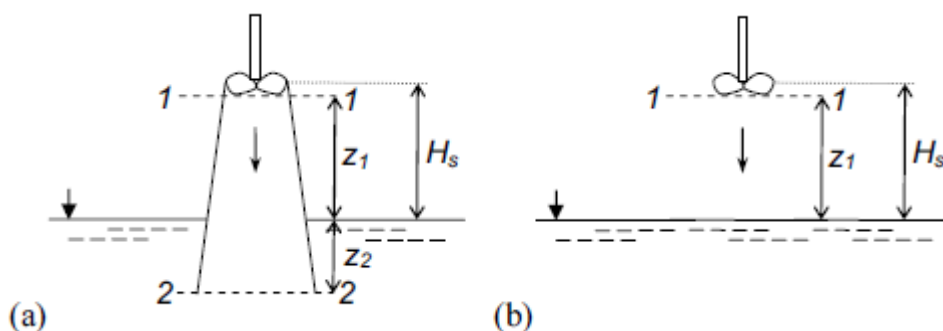
راندمان یک توربین عکس‌العملی به طور قابل توجهی تحت تأثیر عملکرد قیف خروجی آن است. به خصوص در هد پایین و نرخ جریان بالا که تلفات قیف خروجی زیاد است (بالای ۵۰ درصد)

وظیفه اصلی قیف خروجی، بازیابی بخشی از انرژی جنبشی (سرعت) سیال خروجی و تبدیل آن به انرژی فشاری است که در صورت عدم استفاده از قیف خروجی به طور کامل تلف می‌شود. در نتیجه شکل کلی قیف خروجی، دیفیوزر است. همچنین به کارگیری قیف خروجی موجب می‌شود که بتوان توربین را بدون از دست دادن هد، بالاتر از سطح آب پایین دست قرار داد و جریان را هدایت نمود (۲۵).

جریان در قیف خروجی به دلیل عواملی مانند بی‌ثباتی، آشفتگی و جدایش یکی از چالش‌برانگیزترین اجزا است.

### ۳-۴-۱) مشخصه های هیدرولیکی

روابط حاکم بر قیف خروجی با استفاده از معادله برنولی بین مقاطع ۱-۱ و ۲-۲ (به ترتیب ورودی و خروجی) در شکل بیان شده است:



شکل ۳-۳ مشخصه های هیدرولیکی قیف خروجی: (a) با قیف (b) بدون قیف (۱۸)

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_f \quad (۳-۶۱)$$

$P$  فشار مطلق،  $Z$  ارتفاع،  $a$  ضریب تصحیح انرژی جنبشی،  $V$  سرعت میانگین و  $h_f$  تلفات هیدرولیکی در قیف خروجی است. فشار مطلق  $P_2$  در مقطع ۲-۲ را می توان به صورت  $P_2/\rho g = Z_2 + P_{atm}/\rho g$  بیان نمود. از آنجا که ارتفاع نصب توربین  $H_s$  تقریباً برابر با  $Z_1$  است، رابطه بالا به رابطه زیر تبدیل می شود:

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \left( H_s + \left( \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - h_f \right) \right) \quad (۶۲-۳)$$

تفسیر این رابطه این است که قیف خروجی ناحیه ای کم فشار در پایین خروجی توربین ایجاد می کند. این فشار پایین تر، شامل دو بخش است: کاهش فشار استاتیکی  $H_s$  و کاهش فشار دینامیکی  $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}$ .

فشار استاتیکی  $H_s$  مستقل از تخلیه است ولی فشار دینامیکی  $\alpha_1 V_1^2/2g - \alpha_2 V_2^2/2g$  را می توان با افزایش زاویه دیواره یا طول قیف خروجی و در نتیجه سطح مقطع خروجی، افزایش داد.

### ۳-۴-۲) مشخصه های ایجاد توان

در مقطع ۱-۱ انرژی میانگین آب ( $e_1$ ) با رابطه زیر بیان می شود:

$$e_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{aV_1^2}{2g} + Z_1 \quad (۶۳-۳)$$

که در آن :

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{a1}}{\rho g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} \quad (۶۴-۳)$$

این انرژی ( $e_1$ ) توسط توربین نمی تواند استفاده شود و تلف می شود. با تلفیق

دو رابطه ، رفتار  $e_1$  با حضور قیف خروجی بررسی می شود:

$$e_1 = \left( H_s + \frac{aV_1^2}{2g} - h_f - \frac{aV_2^2}{2g} \right) + H_s + \frac{aV_1^2}{2g} \quad (۶۵-۳)$$

در نتیجه داریم:

$$e_1 = \left( h_f + \frac{aV_2^2}{2g} \right) \quad (۶۶-۳)$$

از رابطه اخیر نتیجه می گیریم که  $e_1$  برابر است با مجموع تلفات خروجی  $\frac{av_2^2}{2g}$  و تلفات داخلی  $h_f$ .

برای کاهش تلفات کلی و در نتیجه افزایش راندمان،  $e_1$  می بایست تا حد ممکن کاهش یابد.

### ۳-۴-۳ راندمان قیف خروجی

با فرض عدم وجود قیف خروجی و تخلیه آب به اتمسفر،  $e'_1$  به شکل زیر نوشته می شود:

$$e'_1 = (h_f + \frac{av_1^2}{2g}) \quad (۶۷-۳)$$

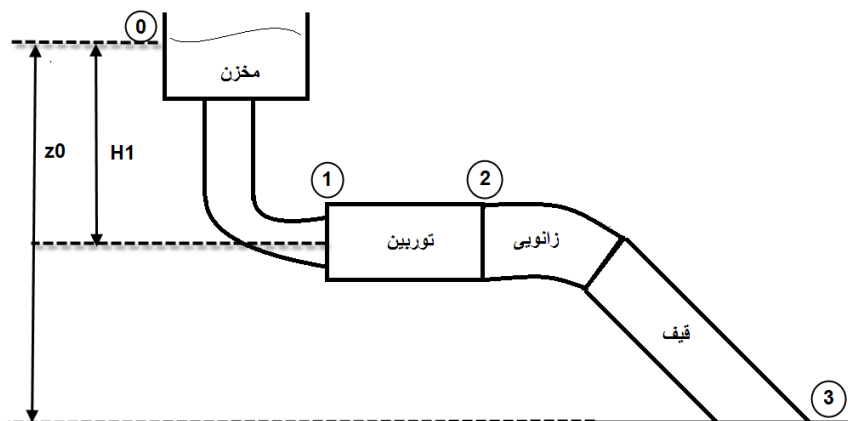
با مقایسه این رابطه و رابطه قبل در میابیم که قیف خروجی انرژی مورد استفاده توربین را به شکل زیر افزایش می دهد:

$$\Delta H_f = H_s + \frac{av_1^2}{2g} - \frac{av_2^2}{2g} - h_f \quad (۶۸-۳)$$

در نتیجه راندمان قیف خروجی با استفاده از این رابطه محاسبه می شود:

$$\eta_D = \frac{\frac{av_1^2}{2g} - \frac{av_2^2}{2g} - h_f}{\frac{av_1^2}{2g}} \quad (۶۹-۳)$$

### ۳-۴-۴) راندمان کلی توربین



شکل ۳-۴-۴) نمای کلی توربین برای استفاده در رابطه برنولی (۱۸)

با نوشتن رابطه برنولی بین مخزن و ورودی توربین و با فرض این که  $H_1 = Z_0 - h_f$  داریم:

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 - h_f = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \quad (۷۰-۳)$$

در اینجا افت از مخزن تا ورودی توربین را صرف نظر می کنیم. در نتیجه

$$h_f = 0$$

همچنین  $\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = 0$  در نتیجه خواهیم داشت:

$$Z_0 - Z_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \quad (۷۱-۳)$$

برای نقاط ۱ و ۲ داریم:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - H_T = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (۷۲-۳)$$

برای نقاط ۱ و ۳ داریم:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - H_T - h_{fD} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} \quad (۷۳-۳)$$

در این جا  $\frac{P_3}{\rho g}$  را تقریباً برابر صفر در نظر میگیریم. با ترکیب روابط (۷۱-۳) و (۷۳-۳) داریم:

$$H_T = Z_0 - h_{fD} - \frac{V_3^2}{2g} \quad (۷۴-۳)$$

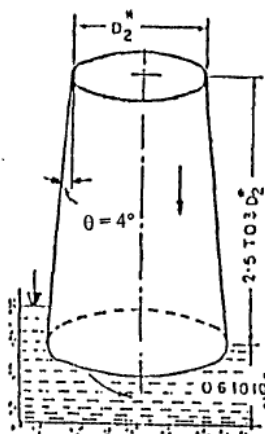
راندمان کلی توربین برابر است با :

$$\eta = \frac{H_T}{Z_0} \quad (۷۵-۳)$$

### ۳-۴-۵) انواع قیف خروجی

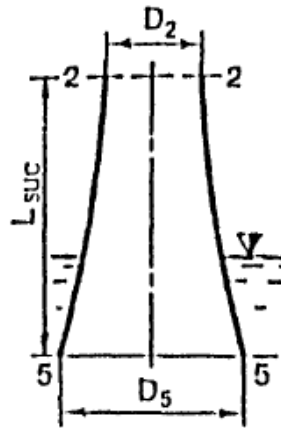
#### ۳-۴-۵-۱) قیف خروجی واگرای مستقیم

قیف مستقیم ساده: شکل آن مخروط ناقص است. قابلیت تولید توان خوبی را دارد. برای جلوگیری از جدایش سیال از دیواره باید زاویه مخروط ۴ درجه باشد ؛ زیرا جدایش سیال موجب افت هد نامطلوب میشود.



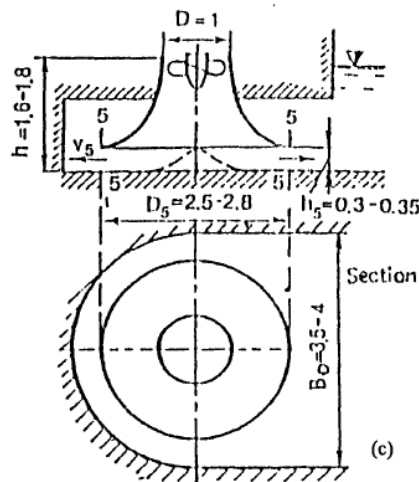
شکل ۳-۵ قیف مستقیم ساده (۱۹)

قیف مستقیم با دیواره خمیده: این طراحی موجب افزایش کارایی و کاهش طول میشود.



شکل ۳-۶ قیف مستقیم با دیواره خمیده (۱۹)

قیف **Flare**: نوع بهبود یافته قیف با دیواره خمیده است که خروجی آن استوانه ای است.



شکل ۳-۷ قیف Flare (۱۹)

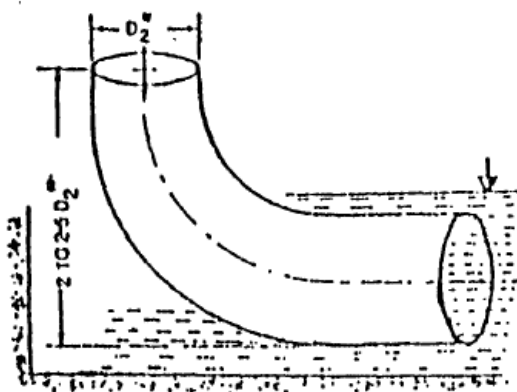
### ۳-۴-۵-۲) قیف زانویی شکل

یکی از مشکلات قیف های مستقیم مخصوصا در توربین های سرعت بالا ، طول قیف است. طول بلند آن نیازمند حفاری اضافه در سایت میشود که علی الخصوص در



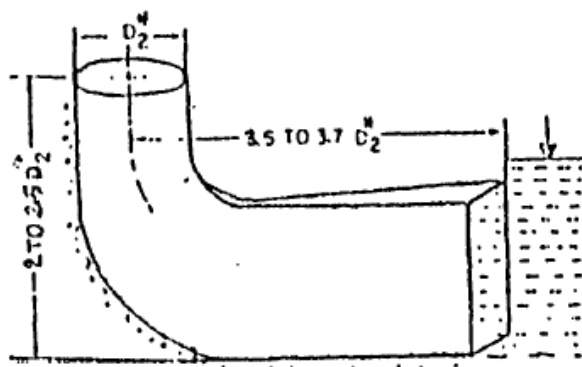
سایت های سنگی ، هزینه های زیادی در پی دارد. بدین منظور از قیف زانویی شکل استفاده می شود.

زانویی ساده: سطح مقطع ورودی و خروجی دایره ای دارند. مساحت سطح مقطع از ورودی به خروجی افزایش می یابد.



شکل ۳-۸ قیف زانویی شکل ساده (۱۹)

زانویی با سطح مقطع خروجی متغیر: سطح مقطع ورودی آن دایره ای و خروجی آن مستطیلی و بزرگتر است و در امر کاهش سرعت تاثیر بیشتری دارد.



شکل ۳-۹ قیف زانویی شکل با سطح مقطع متغیر (۱۹)

### ۳-۵) تعریف مساله

راندمان یک توربین عکس العملی به طور قابل توجهی تحت تاثیر عملکرد قیف خروجی آن است. به خصوص در هد پایین و نرخ جریان بالا که تلفات قیف خروجی زیاد است ( بالای ۵۰ درصد).

وظیفه اصلی قیف خروجی ، بازیابی بخشی از انرژی جنبشی سیال خروجی از رانر است که در صورت عدم استفاده از قیف خروجی به طور کامل تلف میشود.

در این پروژه هدف این است که با طراحی قیف خروجی ، علاوه بر تحلیل الگوی جریان حاکم بر توربین هیدروکوئل، تلفات مربوط به خروجی جریان را کاهش و راندمان را افزایش دهیم.



شکل ۳-۱۰ توربین هیدروکوئل تحت تست (۱۶)

در بخش قبل نشان دادیم که فشار استاتیکی  $H_s$  مستقل از تخلیه است ولی فشار دینامیکی  $\alpha_1 V_1^2 / 2g - \alpha_2 V_2^2 / 2g$  را می توان با افزایش زاویه دیواره یا طول قیف خروجی و در نتیجه سطح مقطع خروجی، افزایش داد. کاهش سرعت تخلیه، موجب افزایش هد فشاری منفی در خروجی توربین می شود که در نهایت موجب افزایش هد عملی توربین و افزایش راندمان می شود. در هر دو حالت افزایش زاویه یا افزایش طول، تلفات هیدرولیکی نیز زیاد می شود. قیف خروجی بهینه، قیفی است که دارای زاویه دیواره و طول بهینه باشد به طوری که کاهش فشار در خروجی ماکسیمم شود (۲۰).

برای توربین هیدروکوئل با در نظر گرفتن قابلیت حمل و نقل آسان، محدوده تغییرات ارتفاع قیف خروجی را ۳۰ تا ۵۰ سانتی متر در نظر میگیریم.

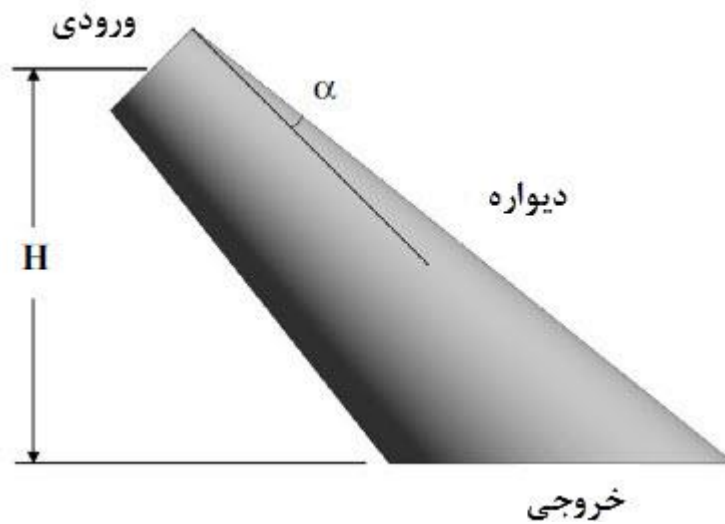
با در نظر گرفتن این موضوع که با افزایش زاویه دیواره بیش از ۷ درجه، جدایش جریان اتفاق می افتد، محدوده تغییرات زاویه دیواره را ۰ تا ۷ درجه قرار می دهیم.

برای زاویه ورودی قیف به آب نیز حالت های مختلفی وجود دارد:

(۱) قیف ۹۰ درجه این مزیت را دارد که فضای کمی اشغال می کند، اما دارای تلفات زیادی است و نیاز به پره های راهنما دارد.

(۲) قیف ۴۵ درجه که در این پروژه روی آن تمرکز می کنیم.

(۳) قیف با زاویه کمتر از ۴۵ (مثلاً ۲۲/۵) که به دلیل طول زیاد از آن صرف نظر می کنیم.



شکل ۳-۱۱ پارامترهای طراحی قیف خروجی (۲۰)



## **فصل ۴:**

### **پیشینه تحقیق**

## ۴-۱) پیشینه تحقیق

تمام توربین های اسکروی موجود ، همان پمپ اسکرو هستند که به صورت معکوس عمل می کنند. لذا اکثر منابع در مورد پمپ اسکرو است. از سال ۱۹۸۰ تاکنون بهینه سازی های متعددی بر عملکرد پارامترهای هندسی و طراحی پمپ - توربین اسکرو انجام گرفته که در زیر به آنها اشاره خواهیم نمود.

در سال ۱۹۸۶ ، نیجل<sup>۱</sup> به گرد آوری هندبوک پمپ - توربین ارشمیدس پرداخت و حد بالای سرعت دورانی اسکرو برای جلوگیری از اغتشاشات جریان را محاسبه نمود(۲۱).

در سال ۱۹۹۹ ، برادا<sup>۲</sup> با محاسبه بیشترین ظرفیت جذب انرژی و ترسیم منحنی بازده نشان داد با افزایش هد ورودی ، توان خروجی و بازده افزایش می یابد. همچنین در حالت کارکرد به صورت توربین ، زاویه مناسب برای نصب بین ۲۵ تا ۳۶ درجه است(۲۲).

کریس روزز<sup>۳</sup> با طراحی بهینه یک پمپ اسکروی ارشمیدس به صورت تئوری موفق به بهینه سازی حجم آب موجود در هر باکت آن شد (۲۳).

بارد<sup>۴</sup> به صورت تجربی عملکرد هیدرودینامیکی توربین ارشمیدس را در رودخانه دارت کانتری پارک بررسی نمود و به این نتیجه رسید که بازده در سیستم سرعت متغیر ۴ درصد بالاتر از سیستم سرعت ثابت است (۲۴).

مولر<sup>۵</sup> و سنیور<sup>۶</sup> تئوری ساده شده توربین اسکروی ارشمیدس را بیان نموده و نتایج حاصل را با داده های تجربی مقایسه کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که بازده توربین اسکروی ارشمیدس تابعی از هندسه توربین و نشت است و با کاهش افت هد بین پره ها، بازده افزایش می یابد (۲۵).

---

<sup>۱</sup> Nagel

<sup>۲</sup> Brada

<sup>۳</sup> Chris Rorres

<sup>۴</sup> N. Bard

<sup>۵</sup> Gerald Muller

<sup>۶</sup> James Senior

مارسل رایت<sup>۱</sup> با آزمایش یک توربین اسکرو با گام ۶۰٪ نشان داد زاویه بهینه نصب  $31 \pm 3$  درجه است (۲۶).

ویلیام کریستوفر<sup>۲</sup> با بررسی عددی توربین اسکرو در گام های متفاوت نشان داد 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 (۲۷)

هیژار<sup>۳</sup> رفتار مکانیکی توربین اسکرو را با بررسی همزمان اثرات گام و زاویه توربین مورد مطالعه قرار داد. در حالت بدون بار توربین اسکرو با گام دو برابر شعاع سرعت دورانی بیشتری را در زاویه ۳۵ درجه تولید میکند. در حالت تحت بار بیشترین توان در زاویه ۳۵ درجه تولید می شود (۲۸)

لیونز<sup>۴</sup> و لوبیتز<sup>۵</sup> با بررسی توربین اسکروی ارشمیدس برای تولید توان به این نتیجه رسیدند که کاهش عمق پایین دست جریان ، هد را افزایش می دهد و موجب افزایش توان تولیدی و بازده خواهد شد (۲۹).

کابان<sup>۶</sup> و گاردینسکی<sup>۷</sup> سیستم مناسب برای تخلیه و محافظت از توربین اسکرو در مقابل سیلاب را ارائه دادند (۳۰).

استرجیوپولو<sup>۸</sup> و کالکانی<sup>۹</sup> با بررسی شیب توربین بر عملکرد توربین به این نتیجه رسیدند که زاویه بهینه نصب توربین ارشمیدس بین ۲۰ تا ۳۴ درجه است (۳۱).

مطالعات صورت گرفته بیشتر بر روی توربین اسکروی ارشمیدس انجام شده است. این مطالعات را می توان به دو بخش کلی تقسیم کرد :

(۱) بخش اول مطالعاتی که بر روی پارامترهای جریان مانند هد سیستم، دبی و سرعت دوران توربین است.

---

<sup>۱</sup> Marcel Wright

<sup>۲</sup> William Christopher

<sup>۳</sup> Hizhar

<sup>۴</sup> Murray Lyons

<sup>۵</sup> William David Lubitz

<sup>۶</sup> Jacek Caban

<sup>۷</sup> Leszek Gardyński

<sup>۸</sup> Alkistis Stergiopoulou

<sup>۹</sup> Efrosini Kalkani

۲) بخش دوم اثرات پارامترهای هندسی توربین مانند: شیب محور توربین نسبت به سطح افق، گام پره‌های توربین، نسبت شعاع داخلی به خارجی توربین، نشت و تلفات.

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

پارامتر مهم دیگر از مشخصه‌های جریان سرعت دوران توربین است که نسبت به هد از اثر وزنی بیشتری بر بازده برخوردار است. سرعت دوران سیستم هم می‌تواند متغیر و هم می‌تواند ثابت باشد که در سرعت‌های پایین به علت تلفات کمتر اینورتور سیستم سرعت متغیر و در سرعت‌های بالاتر سیستم سرعت ثابت کارآمدتر است. همچنین امکان افزایش بیش از حد سرعت دوران توربین وجود ندارد. سقف سرعت دورانی توربین با توجه به ایجاد اغتشاش جریان در سرعت‌های بالا که مانع از پر شدن باکت‌ها می‌شود، محدود شده است. از آنجا که دبی جریان با سرعت دوران متناسب است، لذا افزایش دبی جریان نیز محدود شده است و به طبع سطح آب در بالا دست توربین نیز محدود است. این محدودیت بدین صورت است که باید سطح آب بالادست اندکی کمتر از شعاع خارجی پره‌های توربین باشد.

عامل دوران توربین اسکرو نیز دو نیروی هیدرواستاتیکی ناشی از فشار آب وارد بر پره و نیروی فشار دینامیکی جریان است. بررسی‌ها نشان می‌دهد در زوایه‌های کمتر از ۱۵ درجه نیروی غالب نیروی هیدرواستاتیکی است و در زوایه‌های بیش از این مقدار نیروی دینامیکی نیز به عنوان بخشی از نیروی پیشران وارد می‌شود. همواره نقش نیروی هیدرواستاتیکی برجسته‌تر است.

در بخش مربوط به پارامترهای هندسی فعالیت‌های مربوطه گسترده‌تر و جدیدتر است. از جمله طراحی مفهوم توربین‌های اسکرو جریان سطحی یا به کارگیری



سیستم های وینچ و زنجیر دو تکیه گاهه برای ۳۴ برای محافظت توربین از سیلاب و تغییر ارتفاع توربین. به توجه به مطالعات گسترده صورت گرفته، زاویه نصب بهینه توربین اسکرو نسبت به سطح افق بین ۲۵ تا ۳۴ درجه است. در زوایه های کمتر از این، ظرفیت جذب انرژی کاهش می یابد و لذا طول اسکرو افزایش می یابد. در زاویه های بزرگتر به علت ایجاد جهش در جریان به هنگام ورود به توربین، عملکرد توربین دچار افت شدیدی می شود. همچنین مطالعات نشان می دهد زاویه ای که در آن بیشترین بازده حاصل می شود، با زاویه ای که بیشترین توان در آن تولید می شود، یکسان نیست. با توجه به جمیع موارد، بهترین زاویه نصب برای توربین حدود ۳۱ درجه است.

نسبت شعاع داخلی به خارجی در توربین اسکرو نیز اثر مستقیمی بر حجم آب داخل باکت های توربین و لذا بازده توربین اسکرو دارد. شعاع خارجی توربین وابسته به شعاع داخلی است و شعاع داخلی نیز با عمق آب پایین دست توربین متناسب است. در حالت کارکرد به صورت پمپ شعاع داخلی توربین بزرگتر است. لذا با توجه به مطالعات صورت گرفته، نسبت بهینه شعاع داخلی به خارجی بین ۴۵ تا ۶۰ درصد توصیه می شود. همچنین برای گام بهینه توربین عدد ۱.۴ تا ۲ برابر شعاع خارجی توربین پیشنهاد می گردد.

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

چنانچه دبی توربین اسکرو افزایش یابد نیاز است تا از محفظه بسته استفاده شود. این توربین ها برای تولید هد از اختلاف فشار بین لبه ورودی و خروجی استفاده می کنند. حال برای افزایش این اختلاف فشار باید از پره های با گام متغیر استفاده نمود به نحوی که گام پره های توربین از لبه ورودی تا لبه خروجی کاهش یابد تا سرعت جریان و توربولنس در لبه خروجی افزایش یابد و بدین وسیله با کاهش فشار در لبه خروجی توربین، اختلاف فشار کلی (فشار استاتیک و دینامیک) بین لبه ورودی و خروجی افزایش یابد. در توربین های با گام متغیر نیز با افزایش دبی، فشار در لبه خروجی

کاهش می یابد. همچنین افزایش سرعت دوران نیز فشار خروجی را کاهش می دهد اما تاثیر آن به اندازه افزایش دبی جریان نمی باشد.

## **۴-۲) اهداف تحقیق**

۱. تحلیل و تعیین الگوی جریان حاکم بر توربین هیدروکوئل به عنوان گام اساسی در طراحی و شبیه سازی توربین هیدروکوئل
۲. افزایش راندمان توربین هیدروکوئل با طراحی قیف خروجی و کاهش تلفات در خروجی (یافتن ارتفاع و زاویه دیواره مناسب قیف)

## **فصل ۵:**

### **روش حل و نرم افزار**

## ۵-۱) روش تحقیق

روش انجام تحقیق به بخش های گردآوری داده ها ، مدل سازی ، حل عددی و در پایان روش های طراحی مسئله تقسیم می گردد. با پیشرفت روز افزون رایانه ها، حل عددی به بخشی جدا ناپذیر از طراحی های مکانیکی تبدیل شده است. حل عددی اجازه می دهد تا با فرایندهای تکراری طراحی در زمان کوتاهتری نسبت به آزمایش های تجربی نتیجه مطلوب صورت گیرد. مدل سازی به این صورت است که ابتدا مدل پره محاسبه شده به صورت عددی توسط نرم افزار برنامه نویسی ذخیره شده و به نرم افزار طراحی وارد می شود که ساختار پره طراحی گردد. سپس هندسه قیف خروجی در نرم افزار طراحی مدل می شود و به بدنه توربین متصل می شود. پس از آن ، فایل مدل ساخته شده به منظور شبکه بندی میدان حل وارد نرم افزار شبکه بندی می شود. شبکه بندی اطراف پره ها باید به طور دقیق صورت بگیرد که دقت نتایج افزایش یابد. در مرحله بعد نیاز است که حل عددی مدل صورت بگیرد. این کار توسط نرم افزارهای دینامیک سیالاتی صورت می گیرد. دینامیک سیالات محاسباتی نقشی حیاتی در طراحی توربوماشین ها ایفا می کند . این ابزار اجازه می دهد تا با فرایندهای طراحی تکراری در زمان بسیار کوتاه تری نسبت به ساخت مدل به صورت صرفاً تجربی نتیجه مطلوب حاصل گردد. با پیشرفت روزافزون رایانه ها در سالیان اخیر، حل عددی به بخشی جدایی ناپذیر از طراحی های مکانیکی بدل گشته است. توربوماشین یکی از زمینه های بسیار پرتعداد در دینامیک سیالات محاسباتی است.

## ۵-۱-۱) طراحی هندسی

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

<sup>۱</sup> Spline

پره استخراج می گردد سپس این معادله را در یک فایل ذخیره شده وارد سالیدورک<sup>۱</sup> می شود تا نقاط سازنده پروفیل پره در یک فایل خوانا به نرم افزار لبه سازنده پروفایل پره شکل بگیرد. گام بعدی افزودن محور توربین است. برای این منظور یک استوانه با شعاع متناسب با ارتفاع پره ها به مرکز لبه در صفحه سطح مقطع افزوده می شود (۳۲)

برای مدلسازی مجرای ورودی باید از تاثیرات جریان بالادست بر عملکرد توربین جلوگیری شود. 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.

برای قسمت خروجی نیز باید قیف خروجی طراحی شود که شامل یک زانویی و یک مخروط ناقص است که نسبت به افق زاویه ۴۵ درجه دارد.

## ۵-۱-۲) شبکه بندی میدان حل

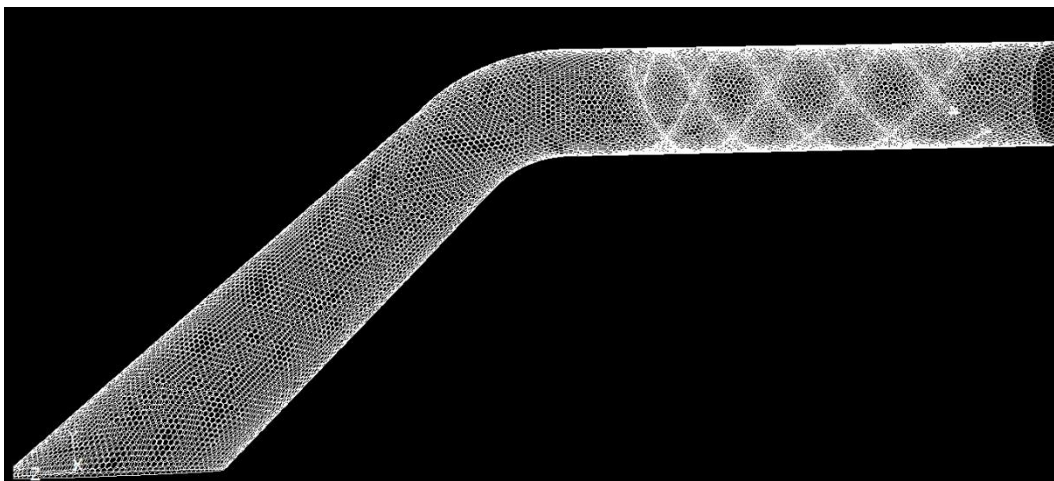
ورود به نرم افزار شبکه بندی بخش بعدی فرآیند مدلسازی و تحلیل عددی است. شبکه بندی قلب فرآیندهای تحلیل عددی است. یک شبکه بندی مناسب می تواند علاوه بر افزایش دقت و پایداری حل، زمان همگرایی را نیز کاهش دهد. استفاده از شبکه با اندازه کوچک دقت حل را افزایش می دهد، اما به رایانه هایی با قدرت بالا و زمان حل بیشتری نیاز دارند. در نقطه مقابل بکارگیری شبکه با سلول های بزرگتر دقت حل را کاهش میدهد (۳۳).

بنابراین باید بین استفاده از شبکه با سایز کوچک و بزرگ تعادل برقرار نمود. عناصر کوچکتر می توانند نزدیک دیوار و یا نواحی پراهمیت تر بکار گرفته شوند و در نواحی با اهمیت کمتر می توان سایز شبکه را افزایش داد. به این فرآیند اصطلاحاً بکارگیری تابع اندازه<sup>۲</sup> می گویند (۳۴).

---

<sup>۱</sup> Solidwork

<sup>۲</sup> Size Function



شکل ۵-۱ یک نمونه شبکه بندی توربین به همراه قیف (۳۴)

### ۵-۱-۳ حل عددی

بعد از شبکه بندی میدان حل و ورود به فرآیند حل اولین کار بررسی استقلال نتایج از شبکه است. برای این منظور تعداد سلول های شبکه از تعداد کم تا زیاد افزایش می یابد تا نقطه ای که شیب تغییرات پارامتر مدنظر با افزایش تعداد سلول ها تقریباً صفر شود و یا به عبارت دیگر افزایش تعداد سلول ها دیگر بر نتایج تاثیری نگذارد و اینجا نقطه ای است که باید میدان حل با این تعداد عنصر شبکه بندی شود (۳۵).

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

میدان سرعت در این روش نسبت به قاب مرجع مدور فرمول بندی می شود و بنابراین دو ترم شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز به معادله بقای مومنتوم اضافه می گردد. معادله تغییر یافته جرم و مومنتوم به شرح زیر است (۳۶):

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

$$(5-2)$$

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

در معادله (۵-۲)  $\bar{v}_r$  بردار سرعت نسبی سیال،  $\rho$  چگالی سیال،  $\omega$  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 به وجود آمده به واسطه اغتشاش جریان در نظر گرفته شود. برای مدل سازی اغتشاش، روش های بسیاری وجود دارد که یکی از این روش ها که در جریانات داخلی و سطح آزاد بهترین جواب را ارائه می دهد، روش  $k - \omega$  می باشد (۳۷).

در انسیس فلوئنت<sup>۱</sup> مدل استاندارد  $k - \omega$  بر اساس مدل  $k - \omega$  ویلککس<sup>۲</sup> می باشد، که تغییرات اثرات عدد رینولدز<sup>۳</sup> پایین، تراکم پذیری و جریان برشی پاششی را باهم ترکیب می کند. یکی از نقاط ضعف مدل ویلککس حساسیت به حل  $k$  و  $\omega$  خارج از لایه برشی می باشد (حساسیت نسبت به جریان آزاد). هنگامی که رابطه های جدید در انسیس فلوئنت اجرا شود، این وابستگی ها کاهش داده می شود. اما همچنان اثرات قابل توجهی در حل، به خصوص برای جریان های برشی آزاد وجود دارد.

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

<sup>۱</sup> ANSYS Fluent

<sup>۲</sup> Wilcox

<sup>۳</sup> Reynolds

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

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

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

$\bar{u}$  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.

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

$k$  و  $\omega$  نیز از معادلات زیر بدست می‌آید:

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

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

معادلات (۵-۶) و (۵-۷) 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 (۳۸).

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

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



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

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

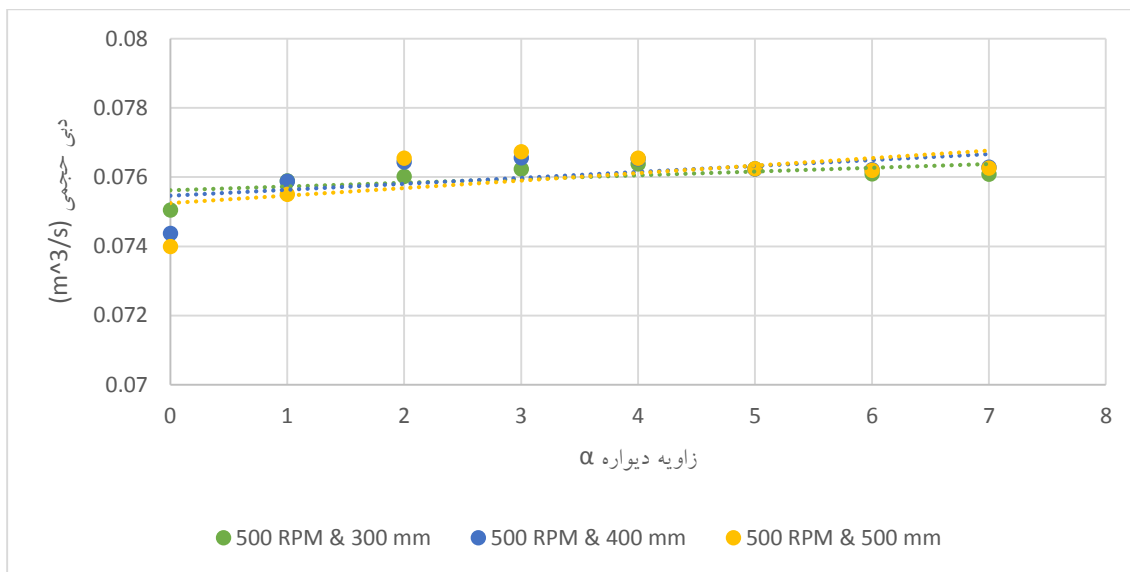


## **فصل ۶:**

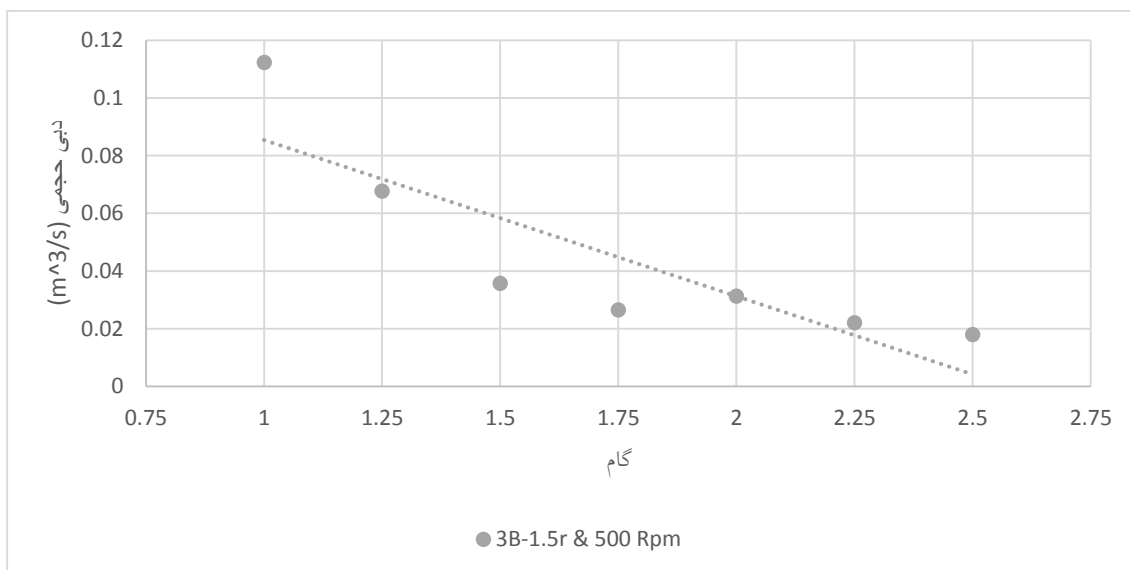
### **نتایج و نمودارها**

اطلاعات خروجی حل صورت گرفته در سه سرعت دورانی ۵۰۰ الی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، با ارتفاع قیف ۳۰ الی ۵۰ سانتی متر و زاویه دیواره صفر الی ۷ درجه و برای توربین با شرایط طراحی گام ۱/۲۵، تعداد ۳ پره و ۱/۵ دور چرخش پره به دور شفت، به شرح زیر است:

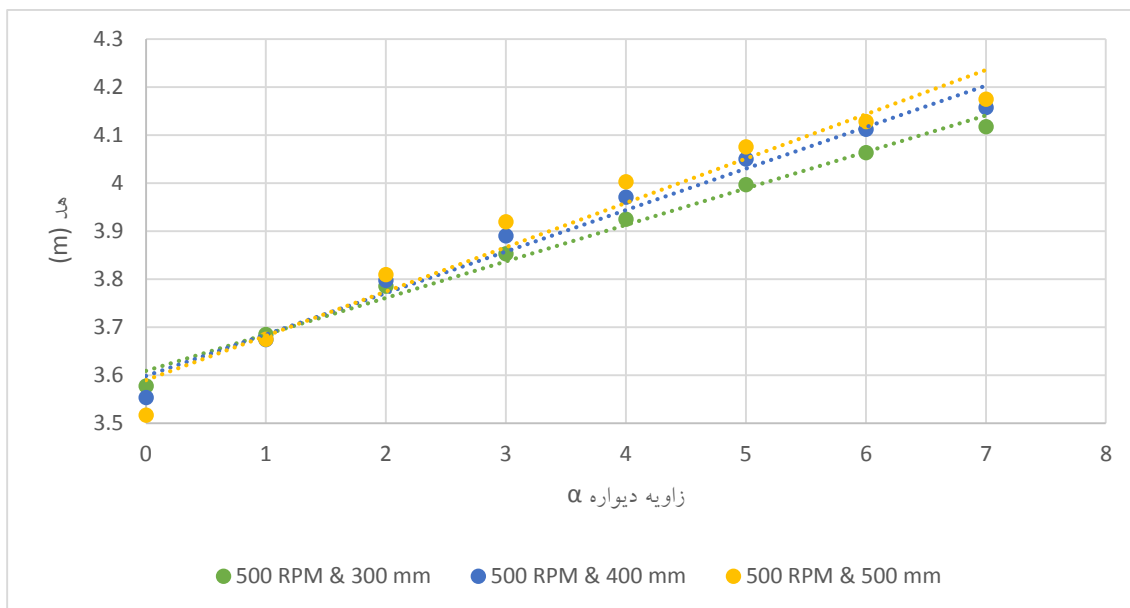
## ۶-۱) سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



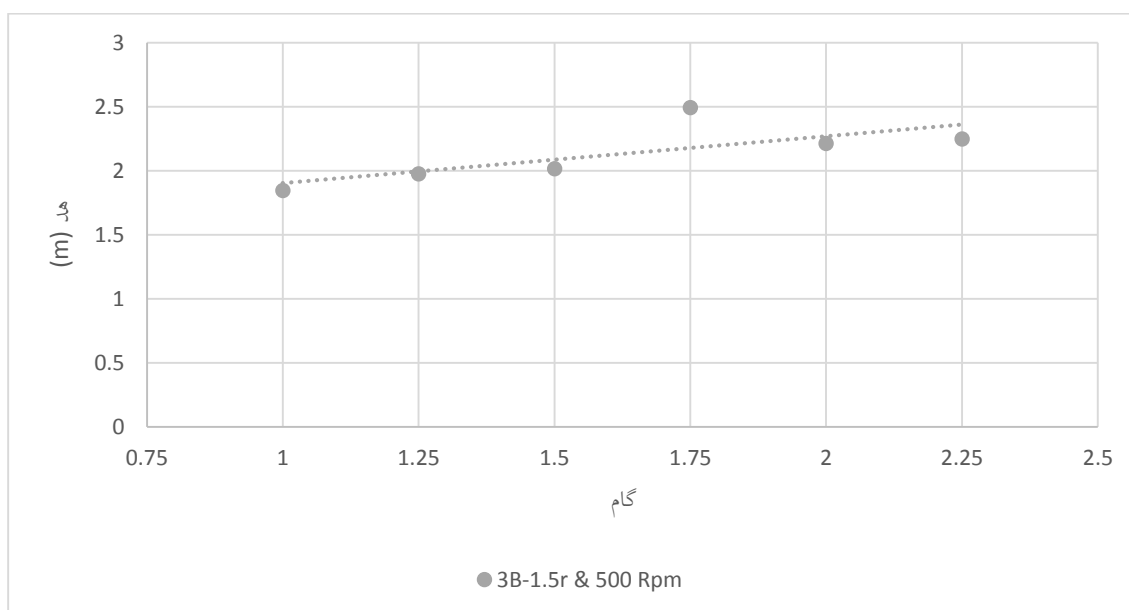
نمودار ۶-۱ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



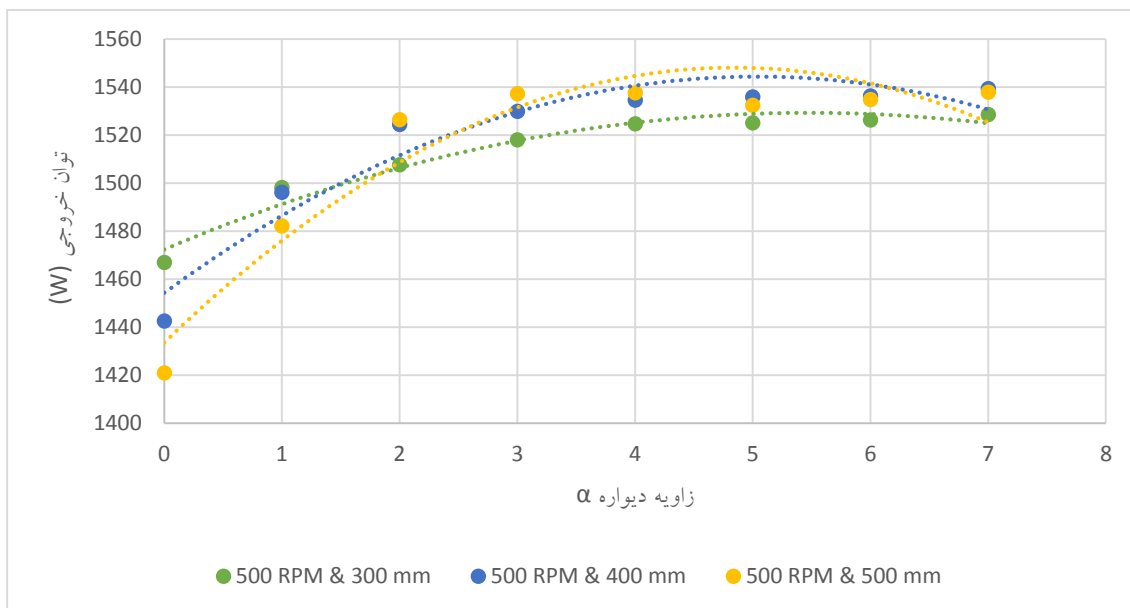
نمودار ۶-۱-۱ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



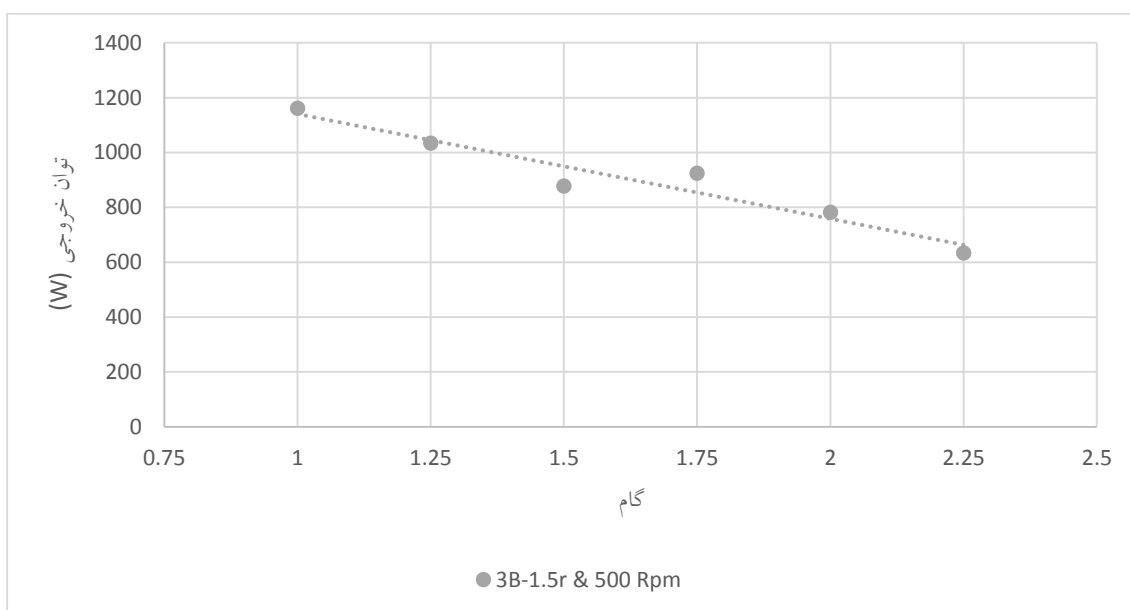
نمودار ۶-۲ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



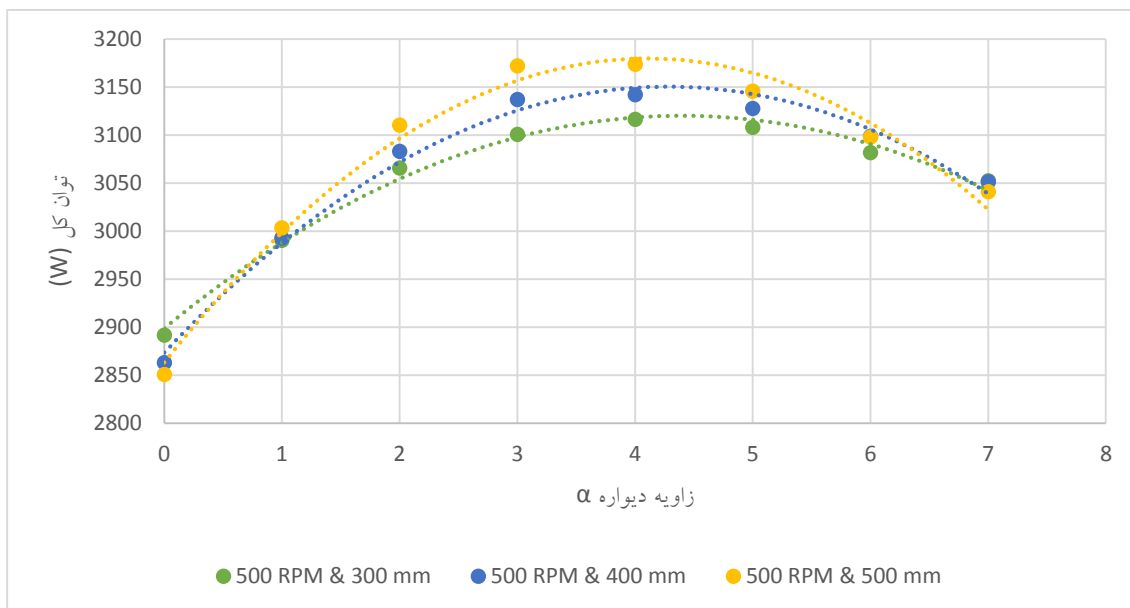
نمودار ۶-۲-۱ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



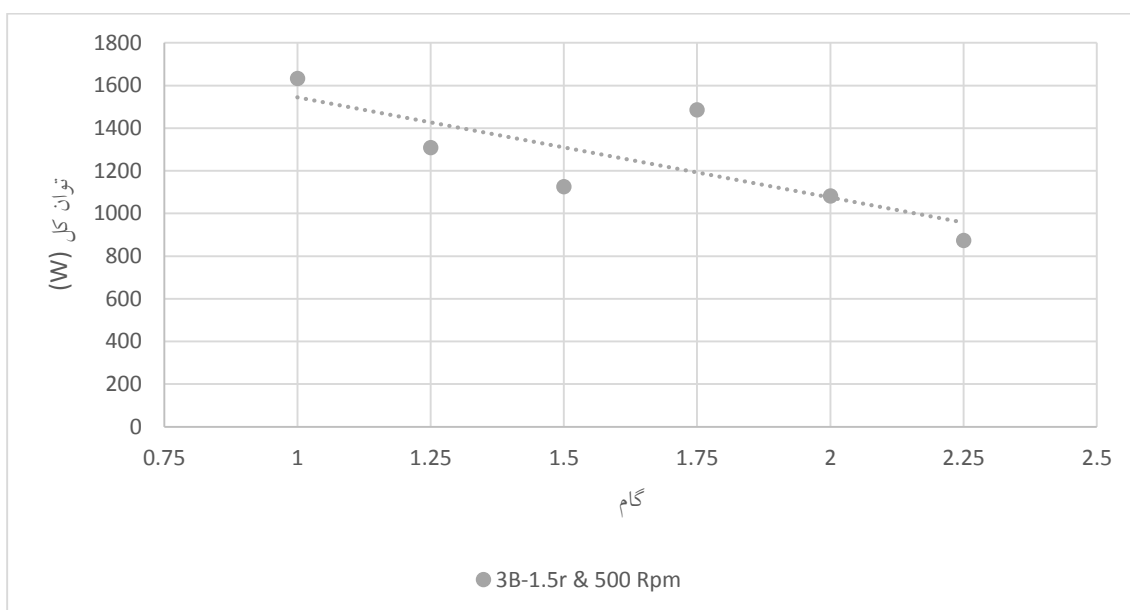
نمودار ۳-۶ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



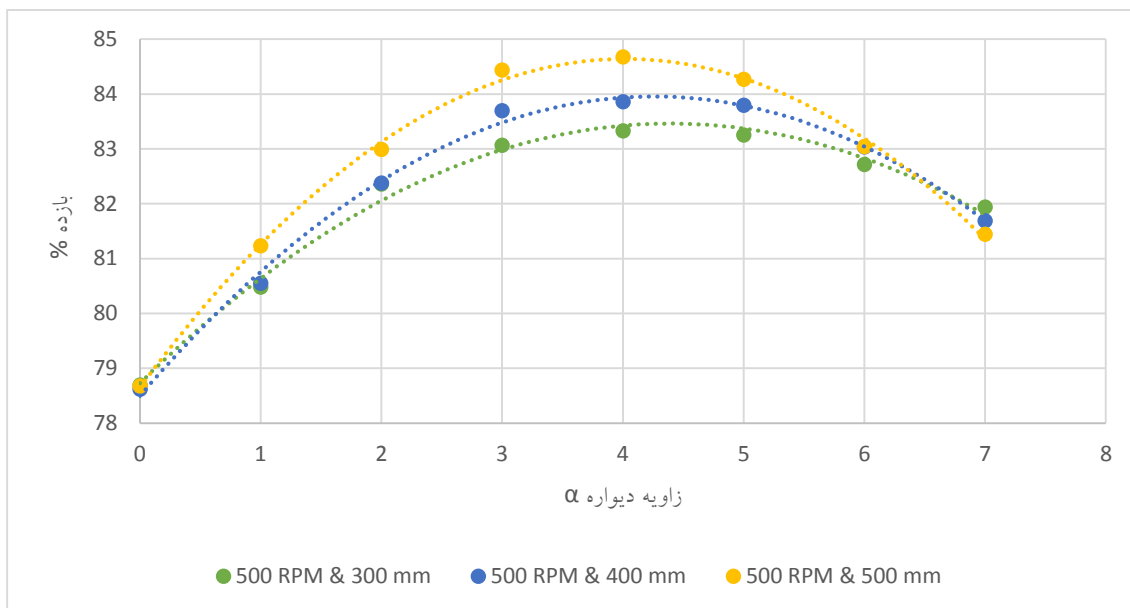
نمودار ۱-۳-۶ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



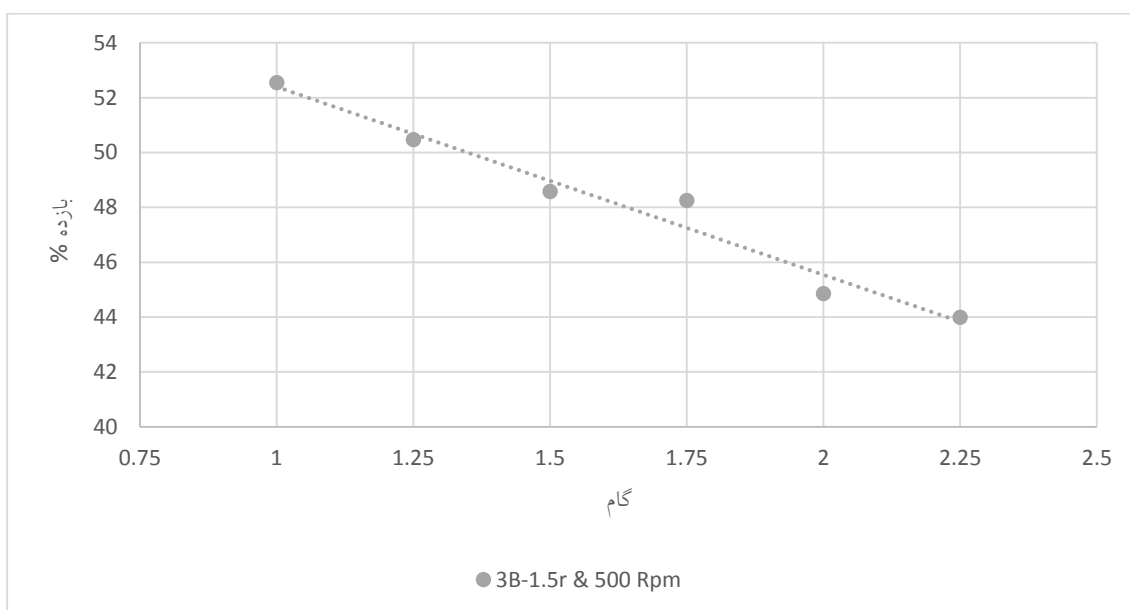
نمودار ۴-۶-۱ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۴-۶-۱ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

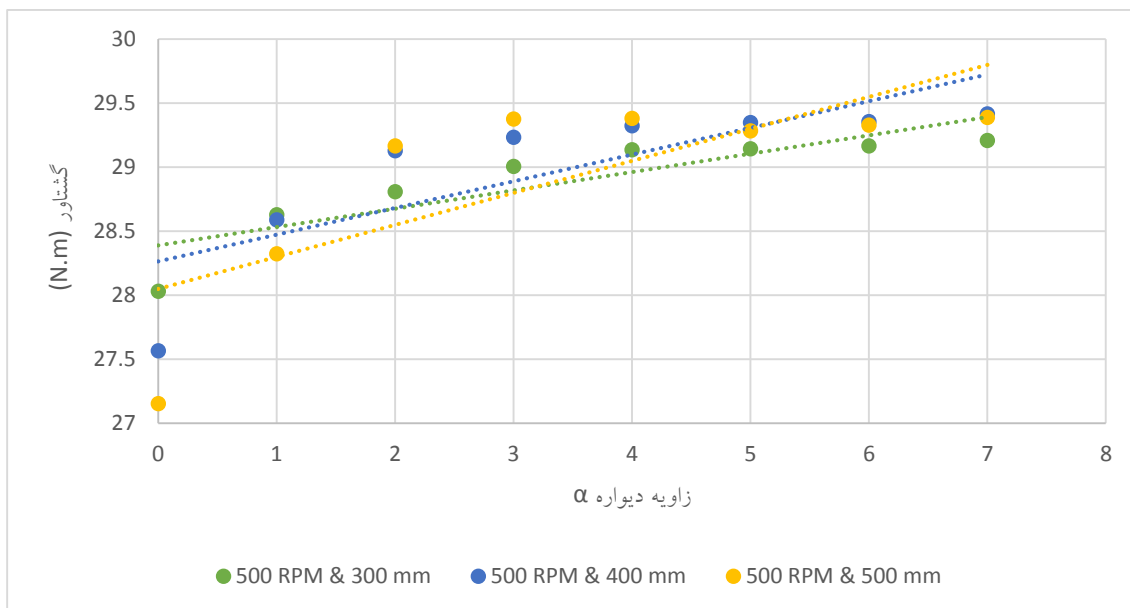


نمودار ۵-۶ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه

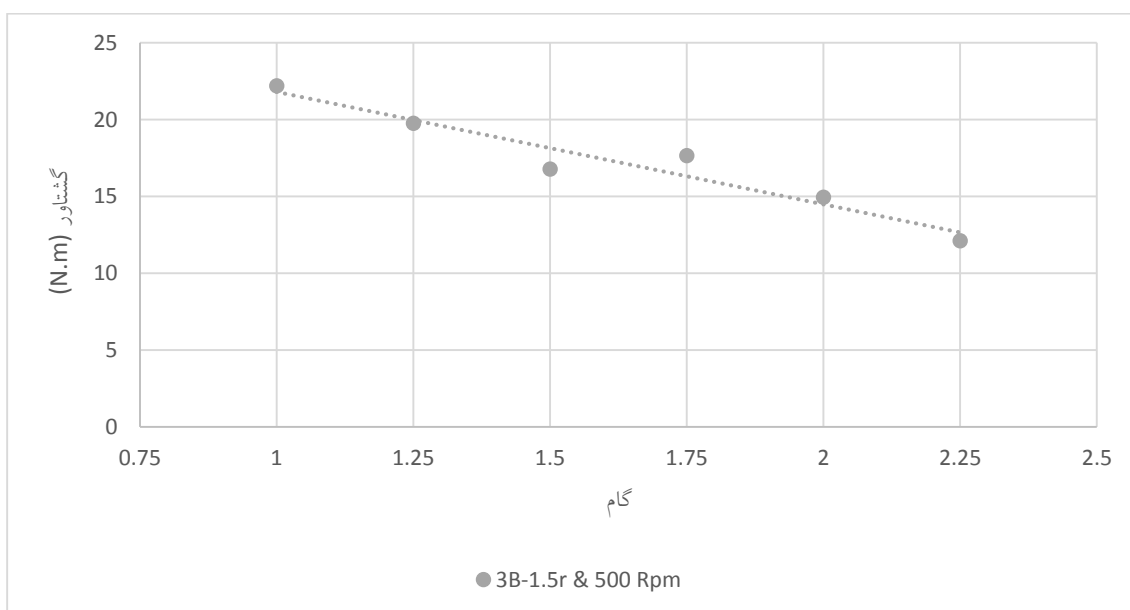


نمودار ۵-۶-۱ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

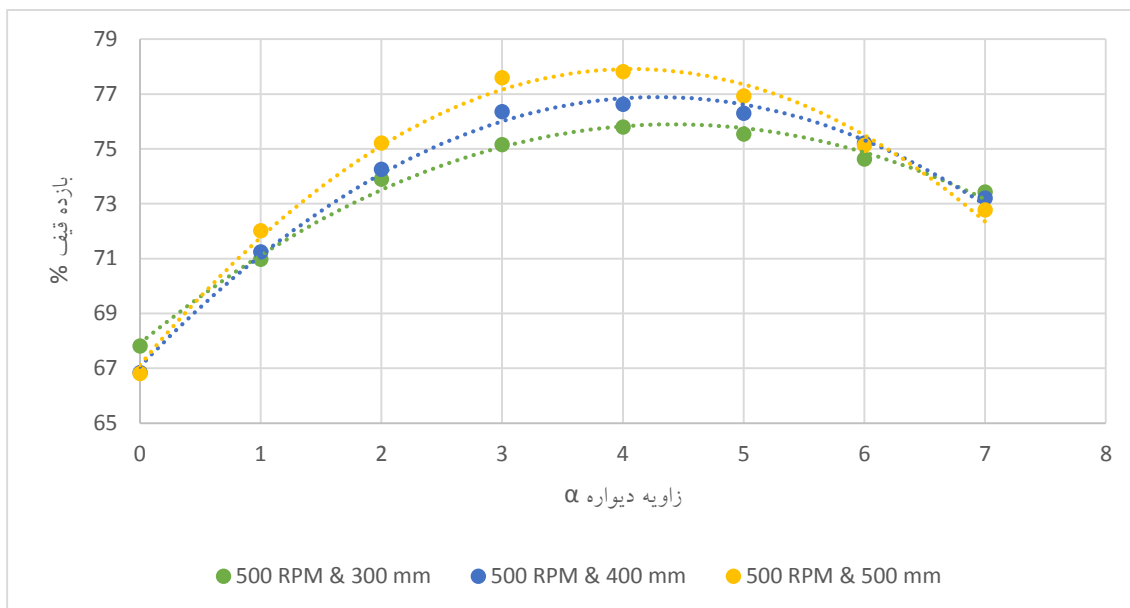




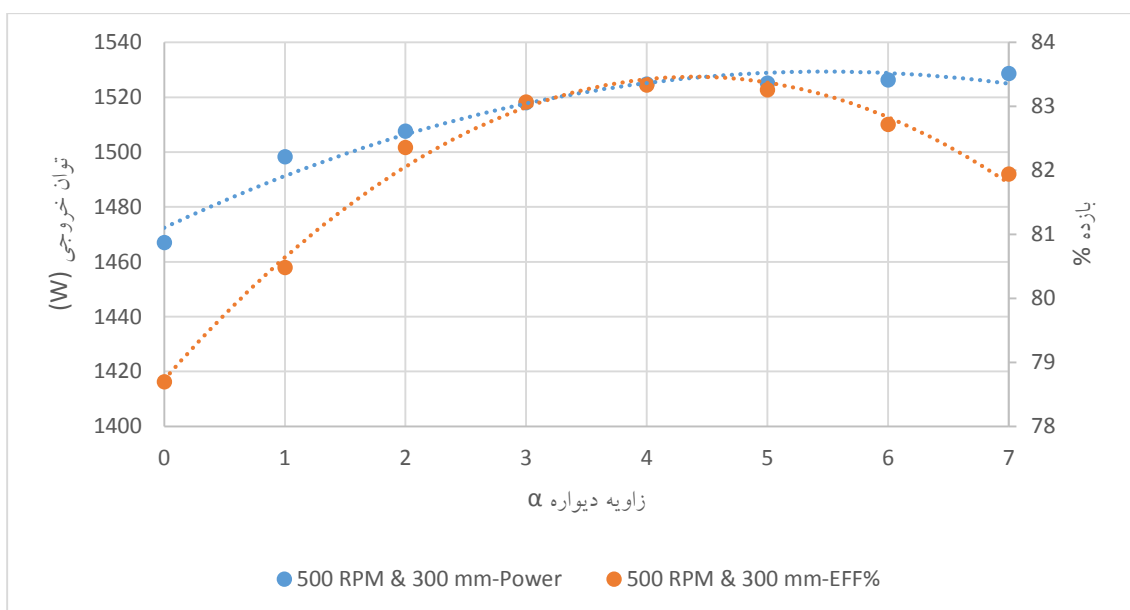
نمودار ۶-۶ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



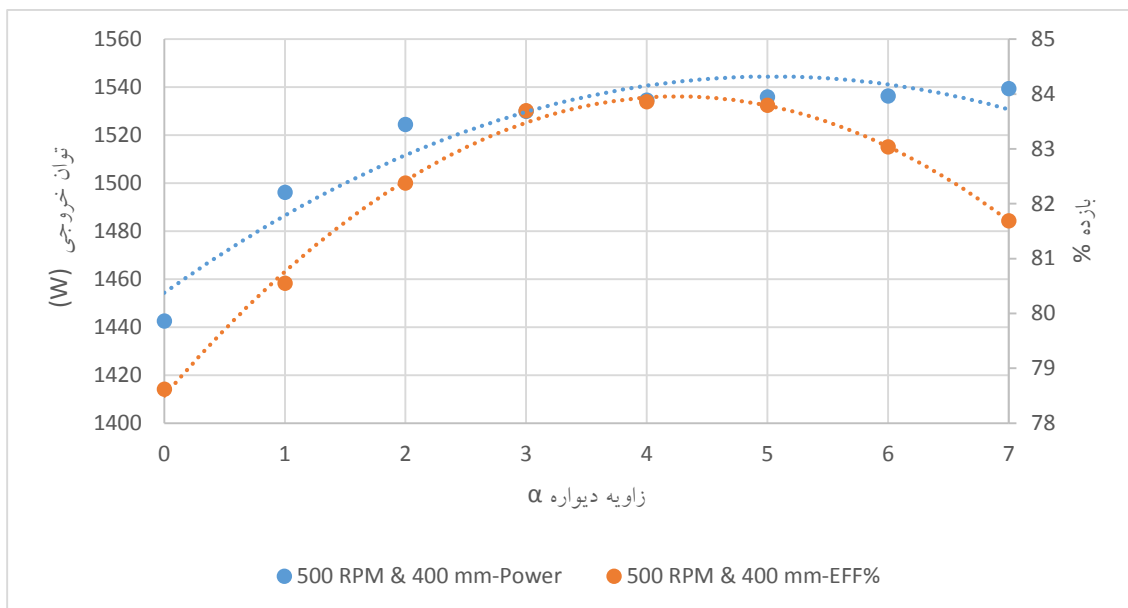
نمودار ۶-۶-۱ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



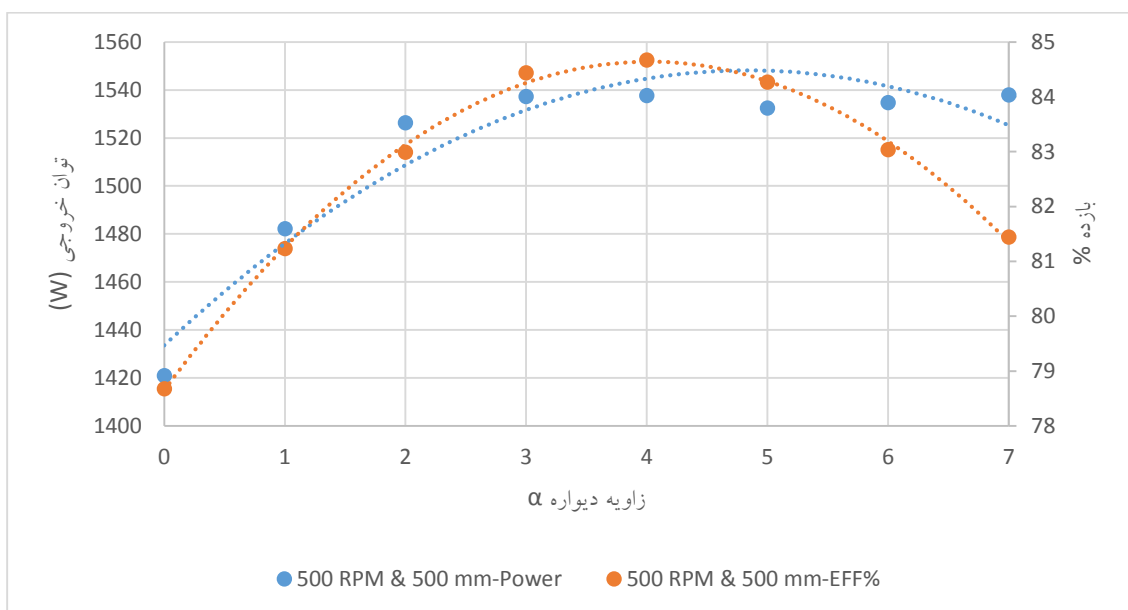
نمودار ۶-۷ بازده قیف بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۸ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر



نمودار ۶-۹ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر



نمودار ۶-۱۰ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر

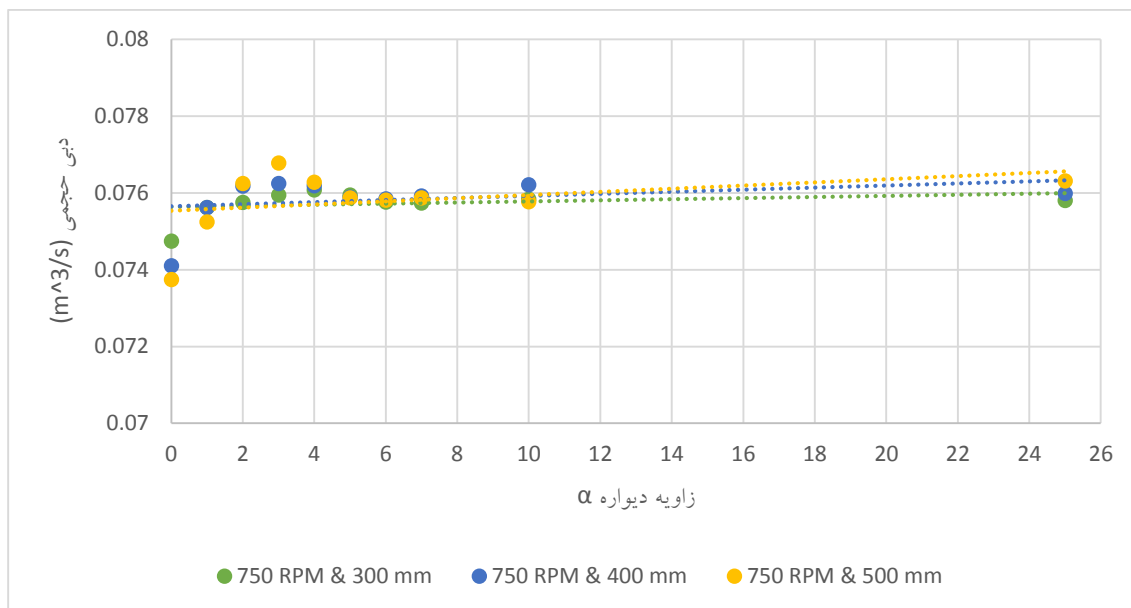
با توجه به نمودار ۱-۶ با افزایش زاویه تا ۳ درجه دبی افزایش و پس از آن کاهش می یابد اما مقدار آن چشمگیر نیست و روندی نسبتاً خطی دارد، در نمودار ۲-۶ شاهد آن هستیم با افزایش زاویه هد نیز افزایش می یابد و روندی خطی را در پی میگیرد، در نمودار ۳-۶ با افزایش زاویه تا ۴ درجه قدرت خروجی افزایش و پس از آن کاهش می یابد و رفتار آن سهمی گون است، این روند در نمودار ۴-۶ نیز قابل مشاهده است، در نمودار ۵-۶ تا زاویه ۴ درجه شاهد افزایش بازده و سپس کاهش بازده هستیم و روند آن خطی است، در نمودار ۶-۶ با افزایش زاویه گشتاور نیز افزایش می یابد و روندی خطی دارد، در نمودار ۷-۶ شاهد افزایش بازده قیف تا زاویه ۴ درجه هستیم که پس از آن بازده کاهش می یابد.

در نمودار ۸-۶ تا ۱۰-۶ شاهد نقاط برخورد نمودارهای قدرت خروجی با بازده هستیم که بهترین زاویه دیواره را به ما می دهد، شرح این زاویه ها در جدول زیر آمده است:

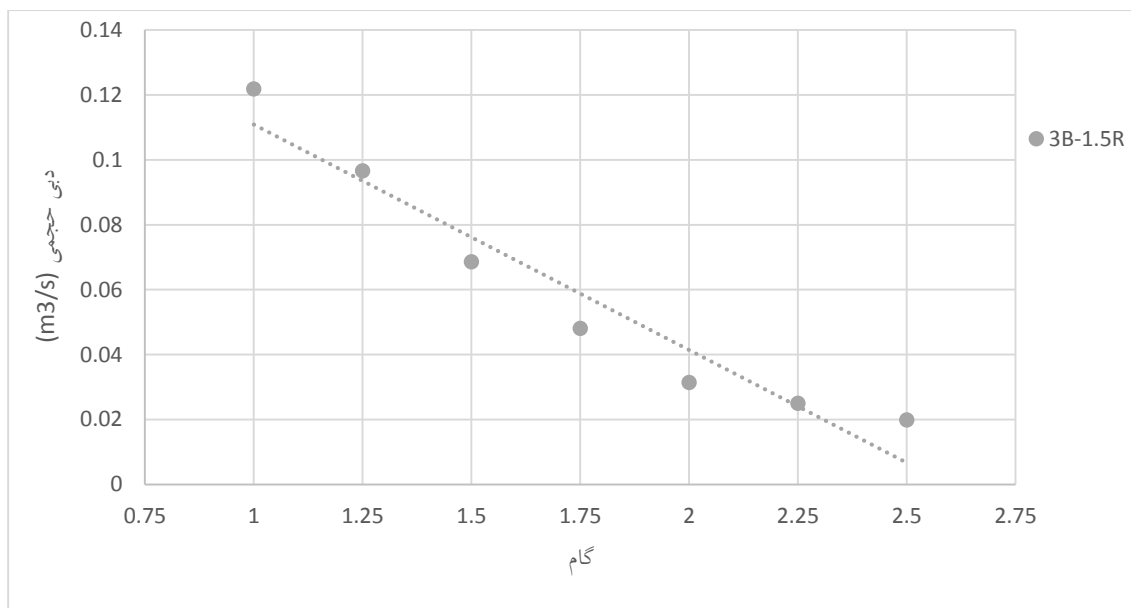
جدول ۱-۶ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه

نمودار ها	بهترین زاویه دیواره قیف
۸-۶	۴ درجه
۹-۶	۳ درجه
۱۰-۶	بین ۴ و ۵ درجه

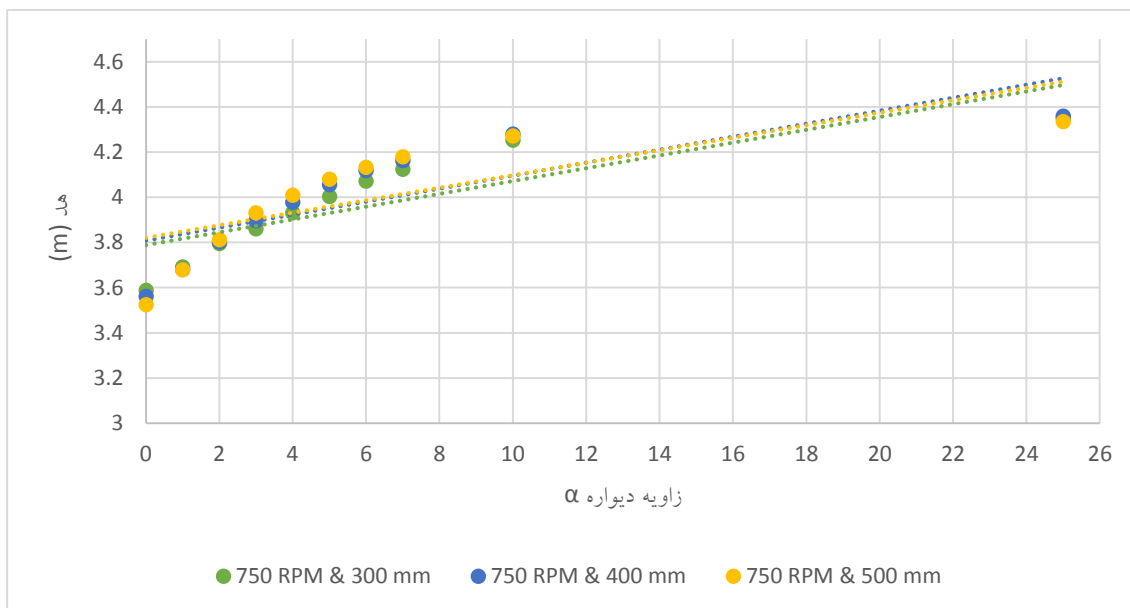
## ۲-۶) سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



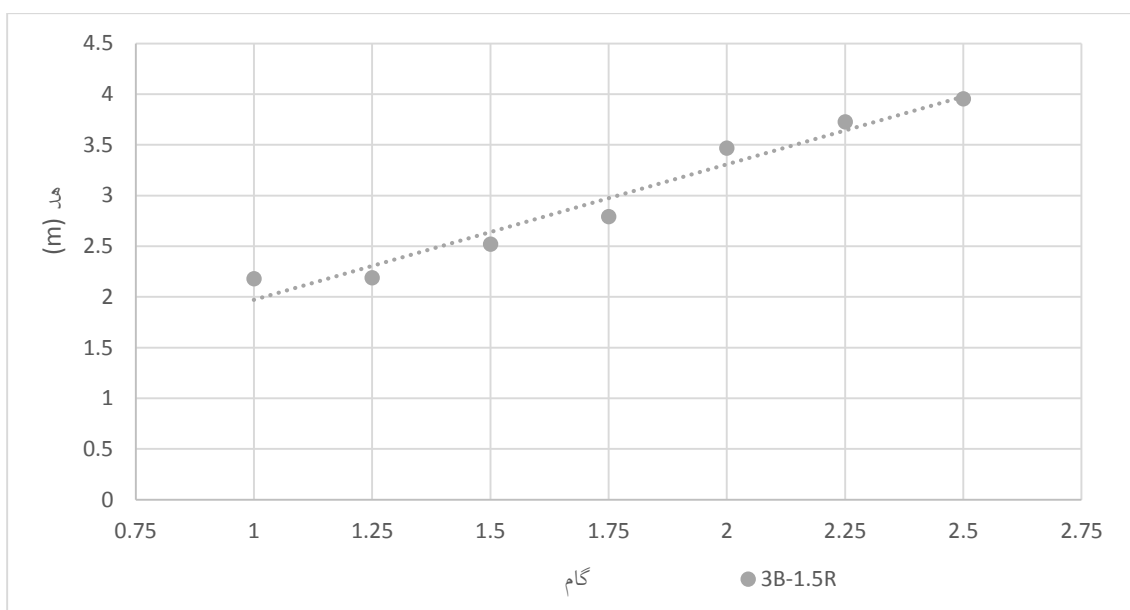
نمودار ۶-۱۱ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



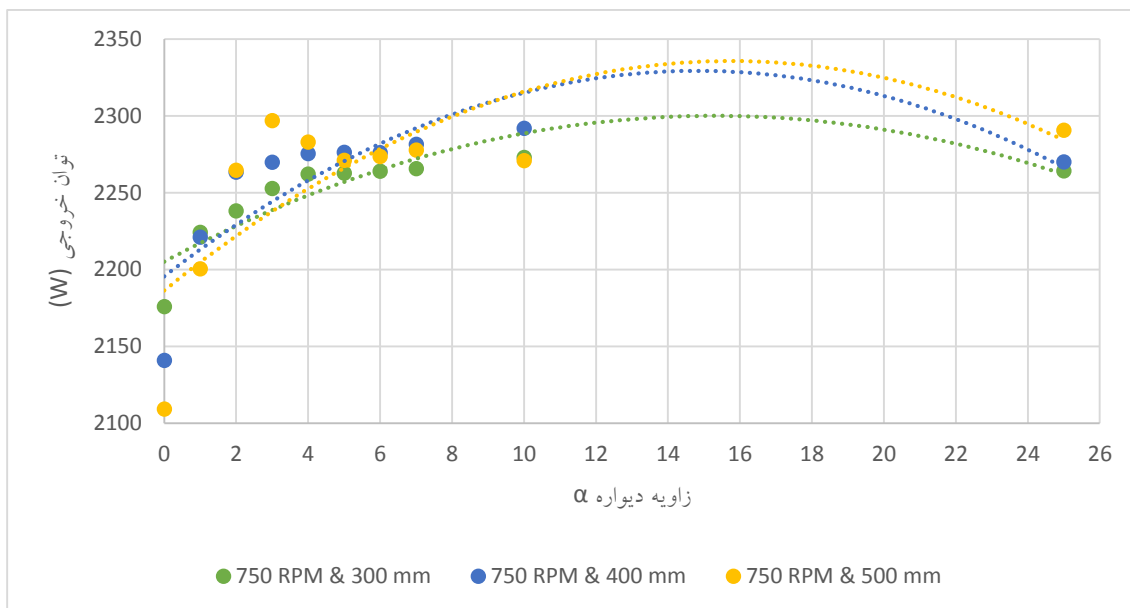
نمودار ۶-۱۱-۱ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



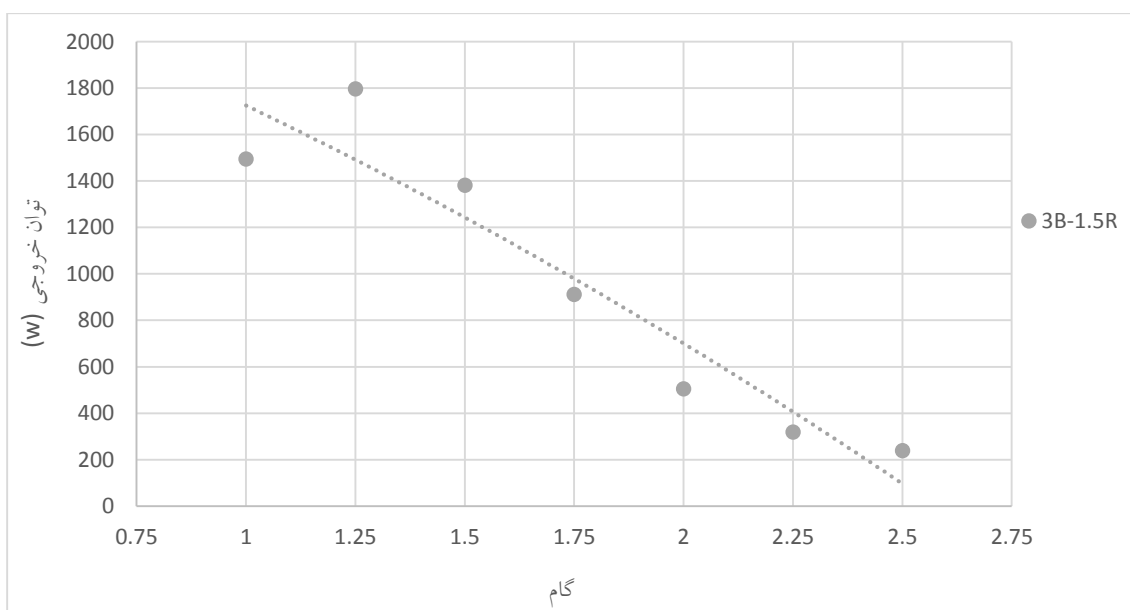
نمودار ۶-۱۲ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



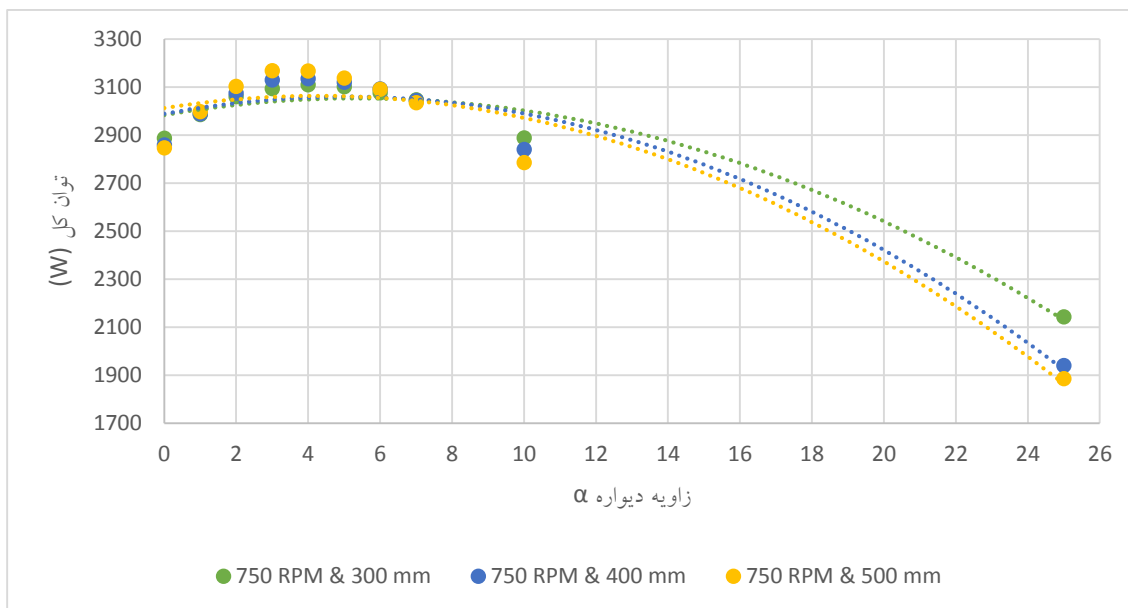
نمودار ۶-۱۲-۱ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



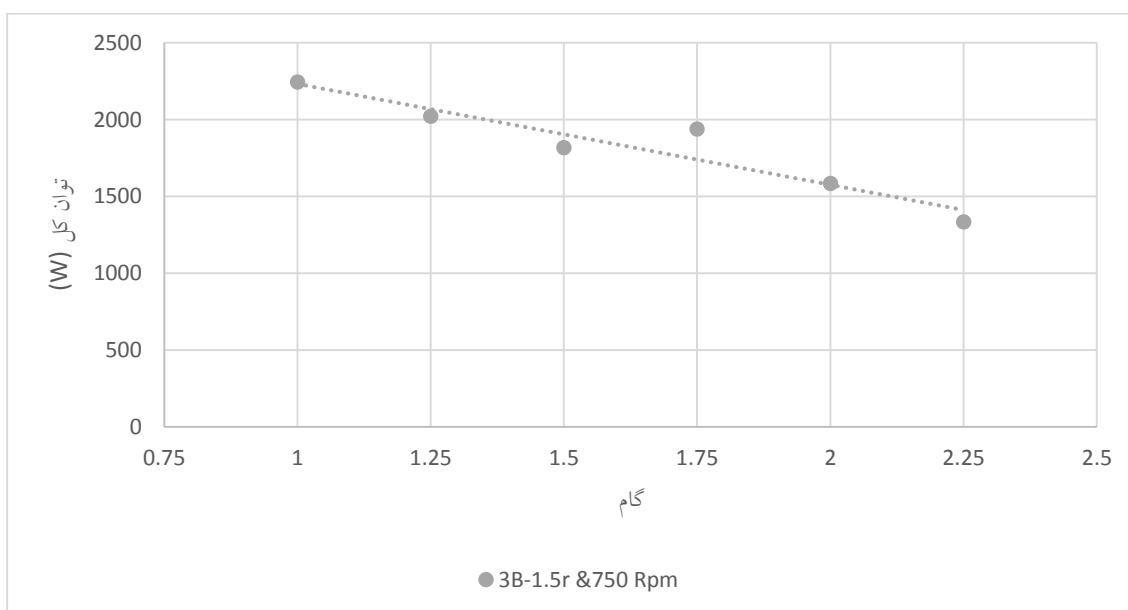
نمودار ۶-۱۳ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۱۳-۱ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

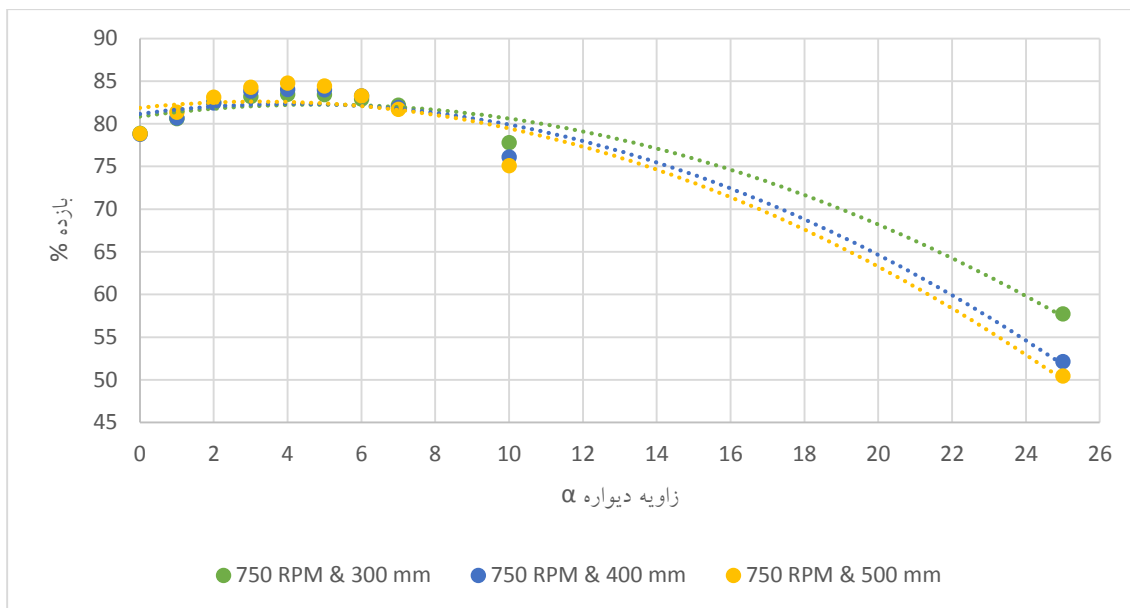


نمودار ۶-۱۴ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه

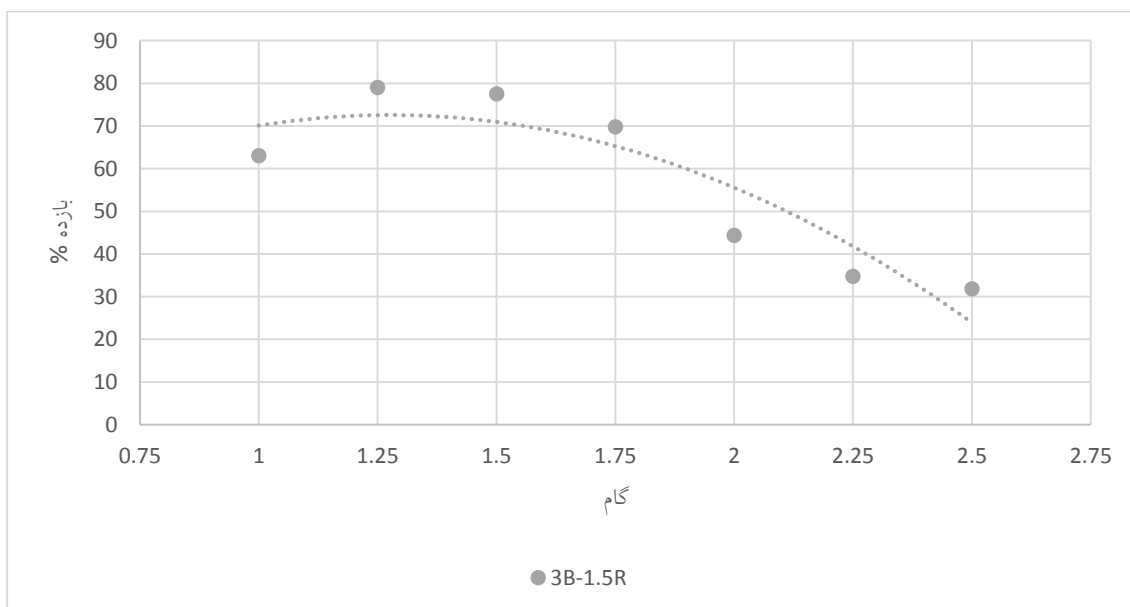


نمودار ۶-۱۴-۱ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

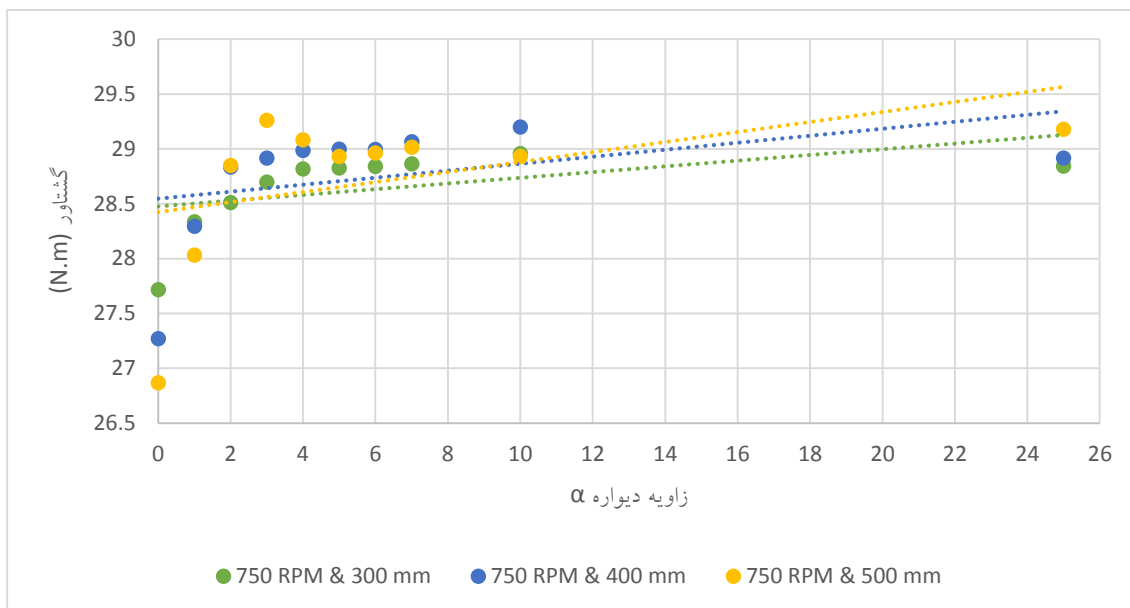




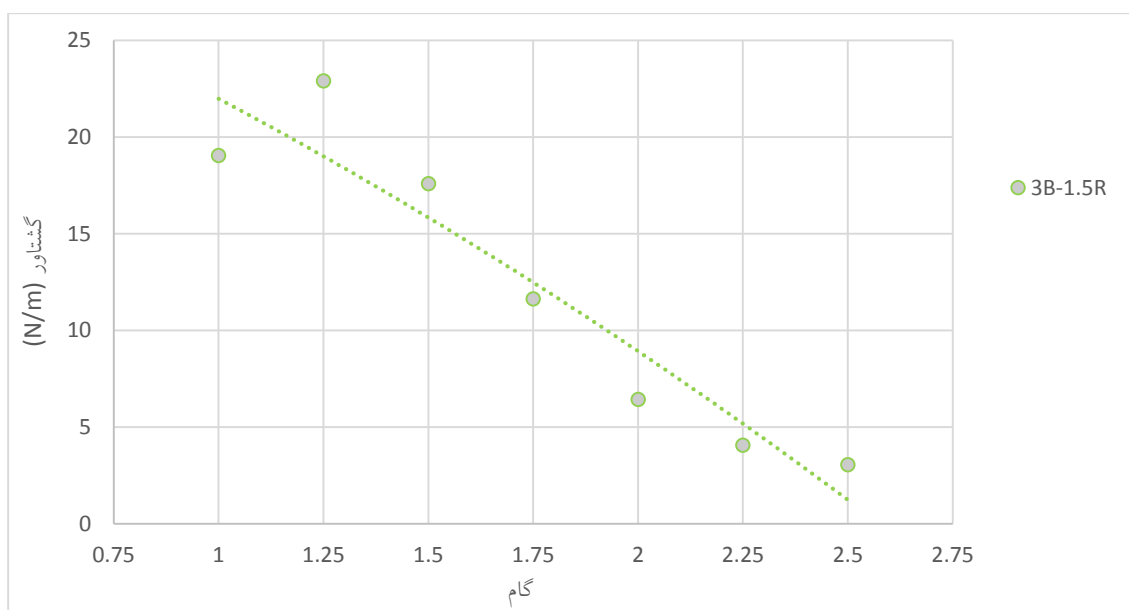
نمودار ۶-۱۵ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



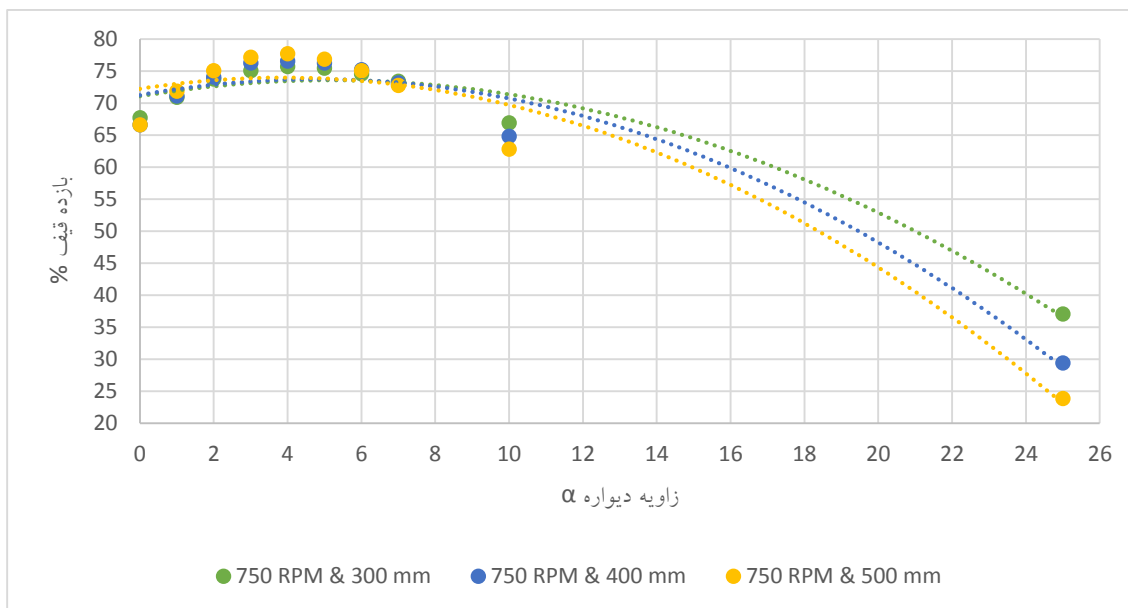
نمودار ۶-۱۵ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



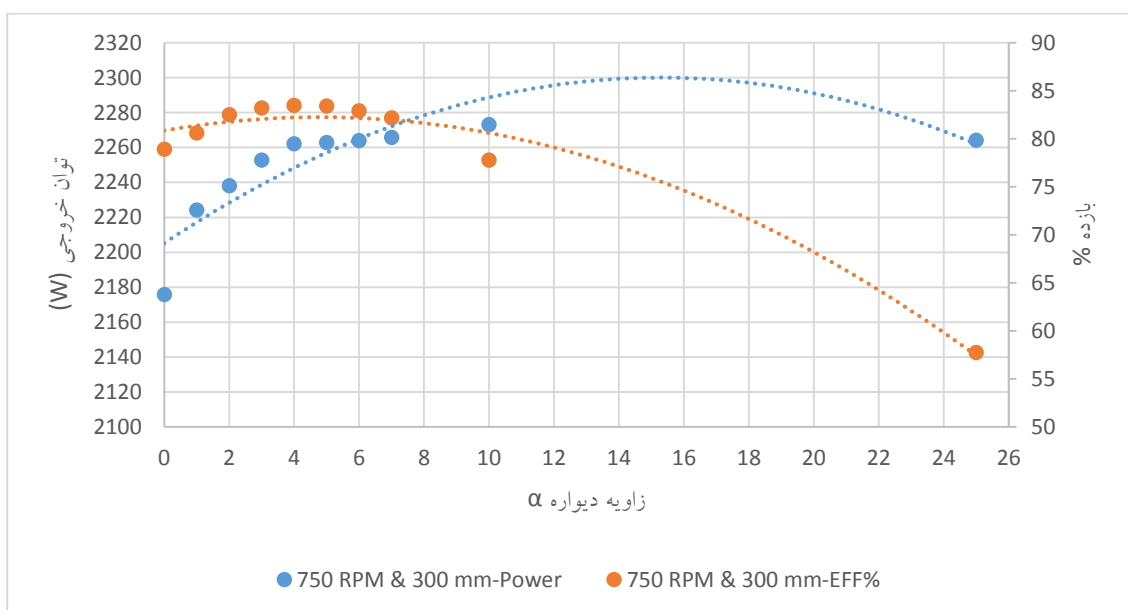
نمودار ۶-۱۶ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



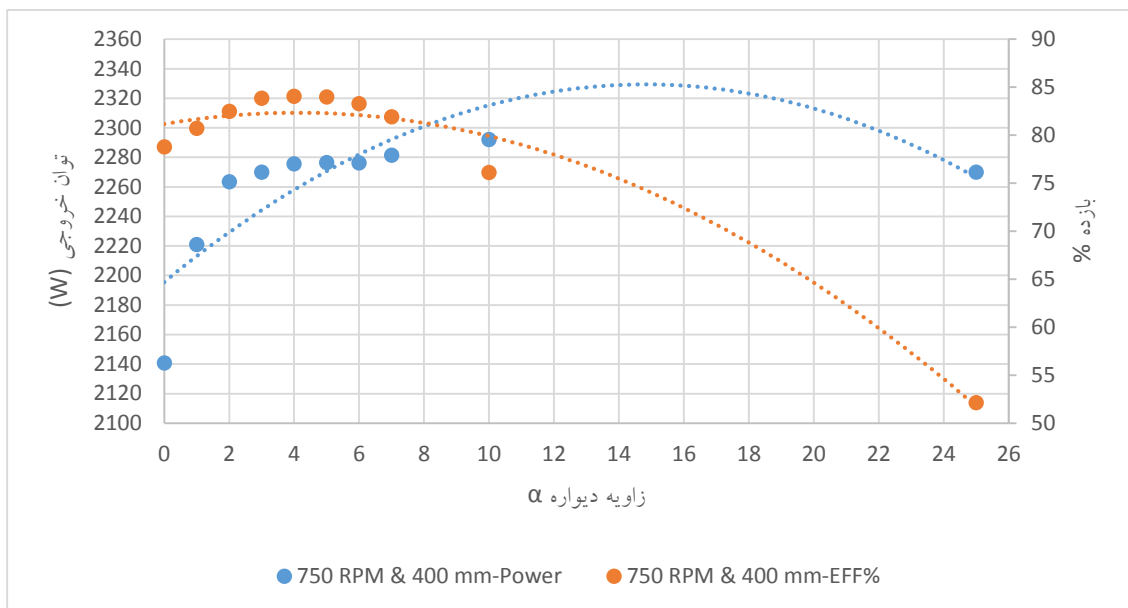
نمودار ۶-۱۶-۱ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



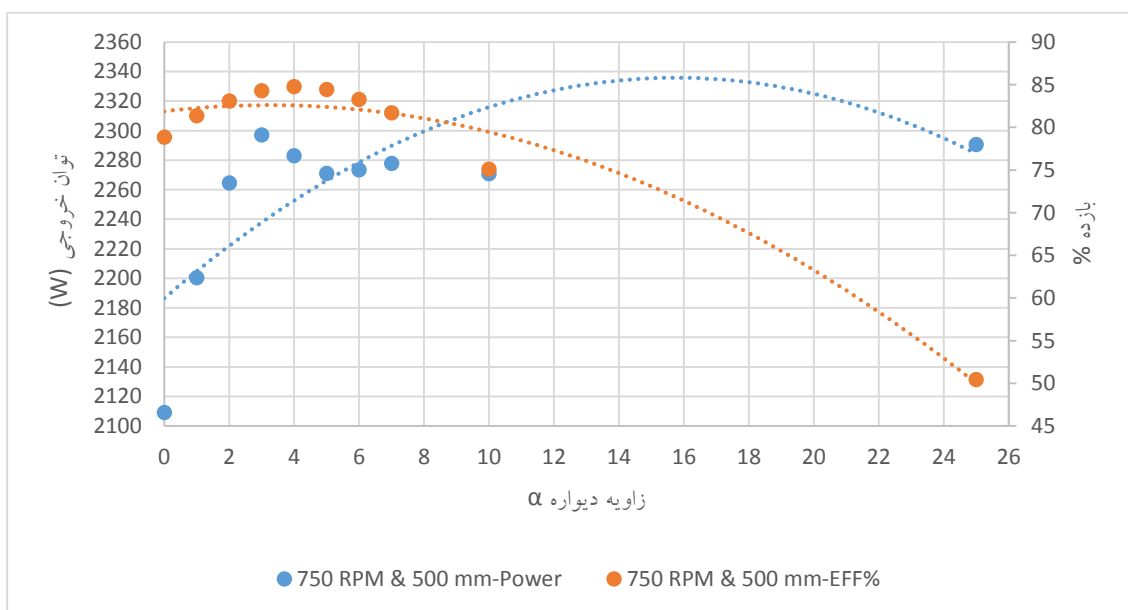
نمودار ۶-۱۷ بازده قیف بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۱۸ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر



نمودار ۶-۱۹ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر



نمودار ۶-۲۰ قدرت خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر

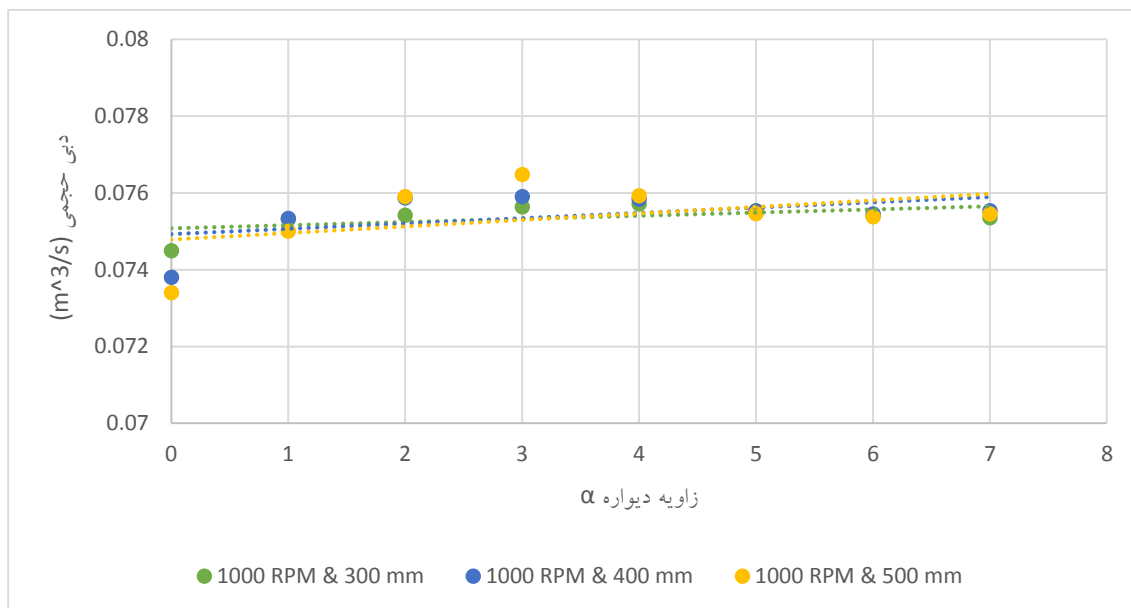
با توجه به نمودار ۶-۱۱ با افزایش زاویه تا ۳ درجه دبی افزایش و پس از آن کاهش می یابد اما مقدار آن چشمگیر نیست و روندی نسبتاً خطی دارد، در نمودار ۶-۱۲ شاهد آن هستیم با افزایش زاویه هد نیز افزایش می یابد و روندی خطی را در پی میگیرد، در نمودار ۶-۱۳ با افزایش زاویه تا ۴ درجه قدرت خروجی افزایش و پس از آن کاهش می یابد و رفتار آن سهمی گون است، این روند در نمودار ۶-۱۴ نیز قابل مشاهده است، در نمودار ۶-۱۵ تا زاویه ۴ درجه شاهد افزایش بازده و سپس کاهش بازده هستیم و روند آن خطی است، در نمودار ۶-۱۶ با افزایش زاویه گشتاور نیز افزایش می یابد و روندی خطی دارد، در نمودار ۶-۱۷ شاهد افزایش بازده قیف تا زاویه ۴ درجه هستیم که پس از آن بازده کاهش می یابد.

در نمودار ۶-۱۸ تا ۶-۲۰ شاهد نقاط برخورد نمودارهای قدرت خروجی با بازده هستیم که بهترین زاویه دیواره را به ما می دهد، شرح این زاویه ها در جدول زیر آمده است:

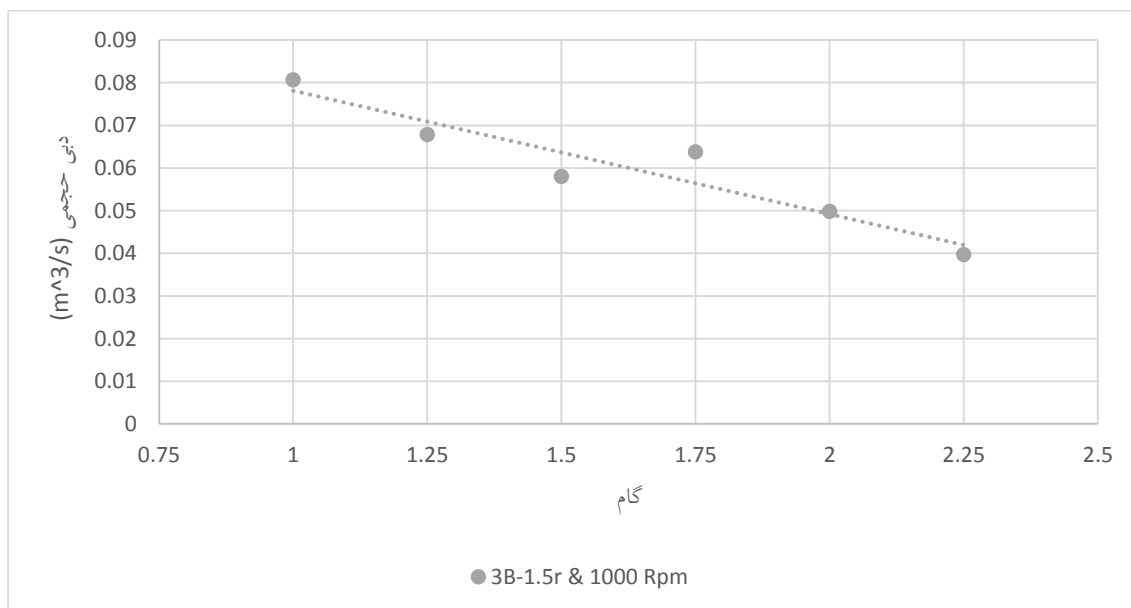
جدول ۶-۲ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه

نمودار ها	بهترین زاویه دیواره قیف
۶-۱۸	تقریباً ۷ درجه
۶-۱۹	۸ درجه
۶-۲۰	۹ درجه

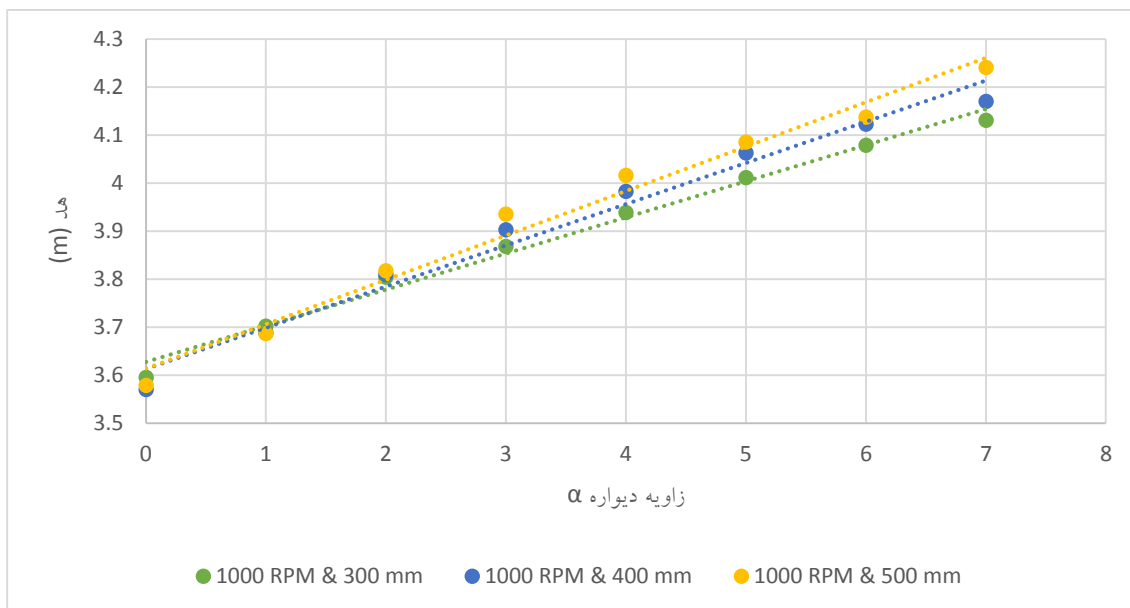
### ۳-۶) سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



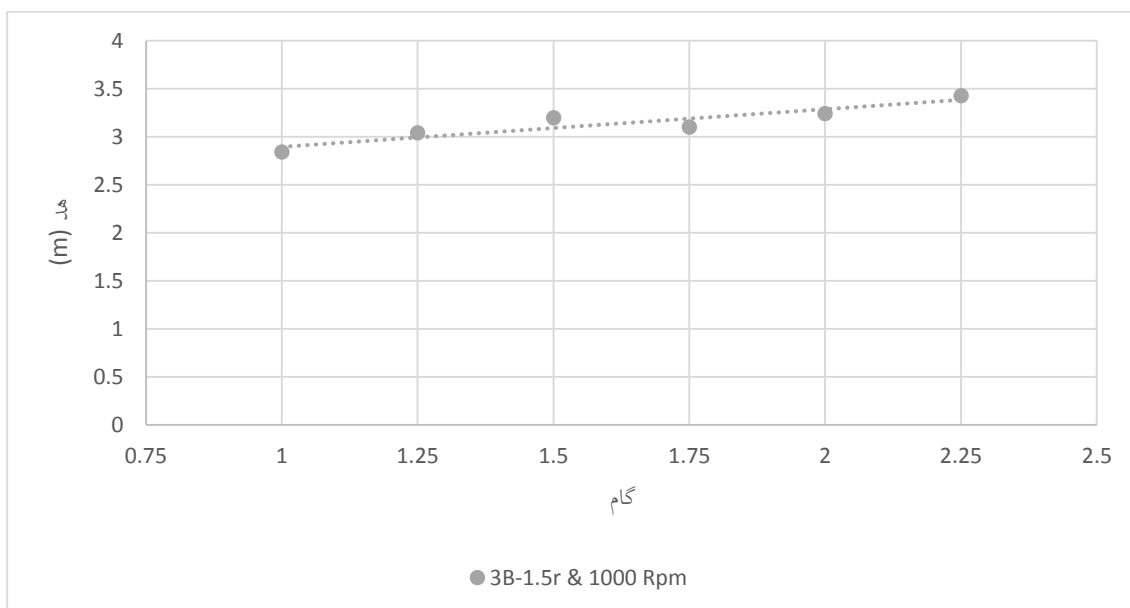
نمودار ۶-۲۱ دبی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



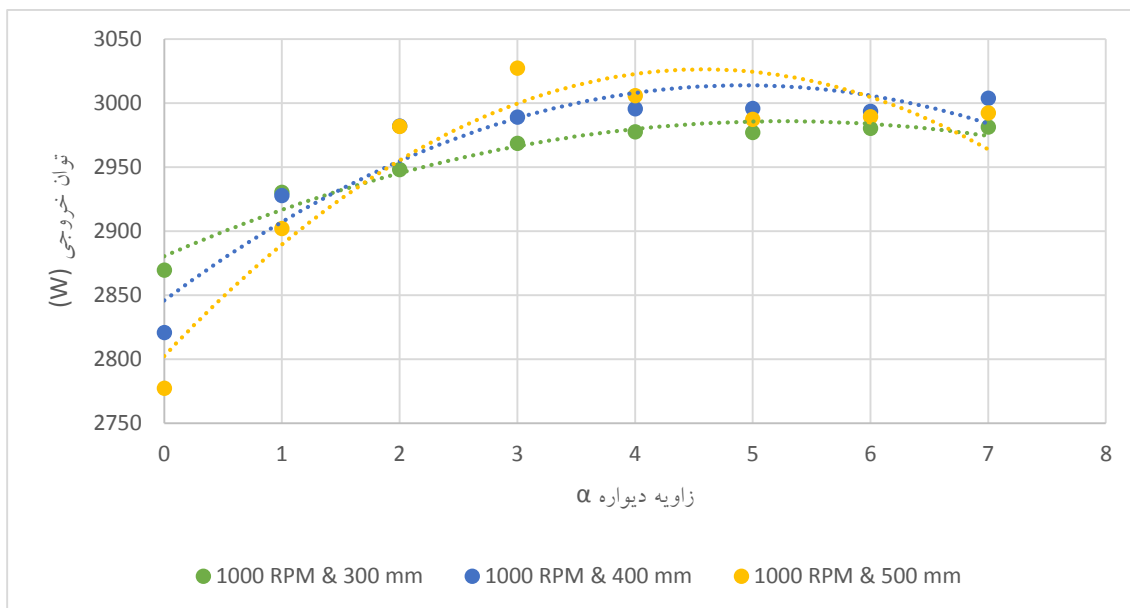
نمودار ۶-۲۱-۱ دبی بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



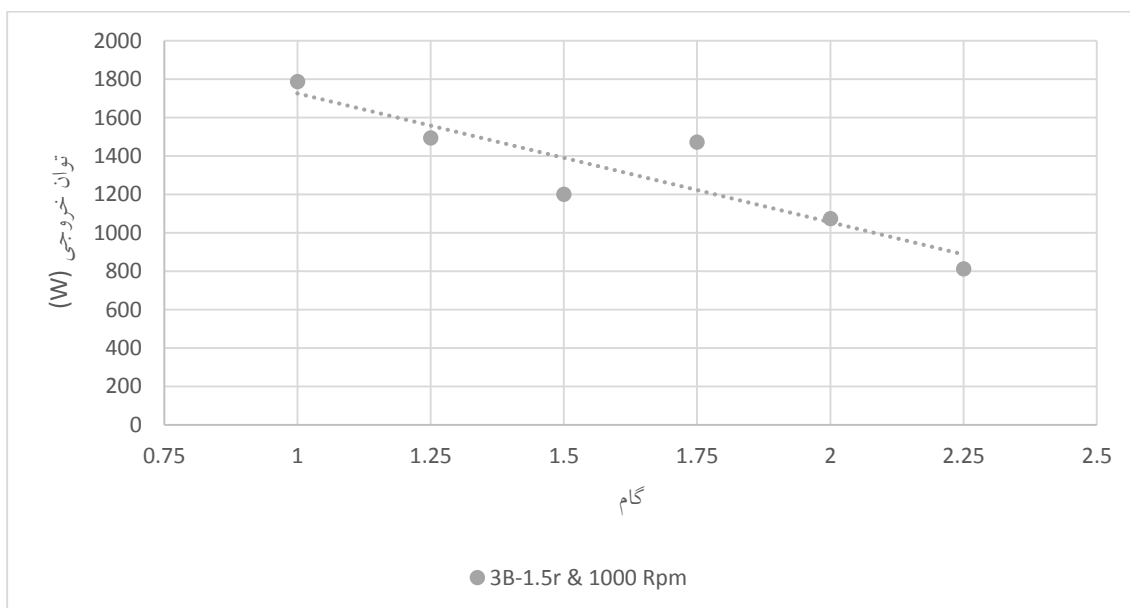
نمودار ۶-۲۲ هد بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۲۲-۱ هد بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

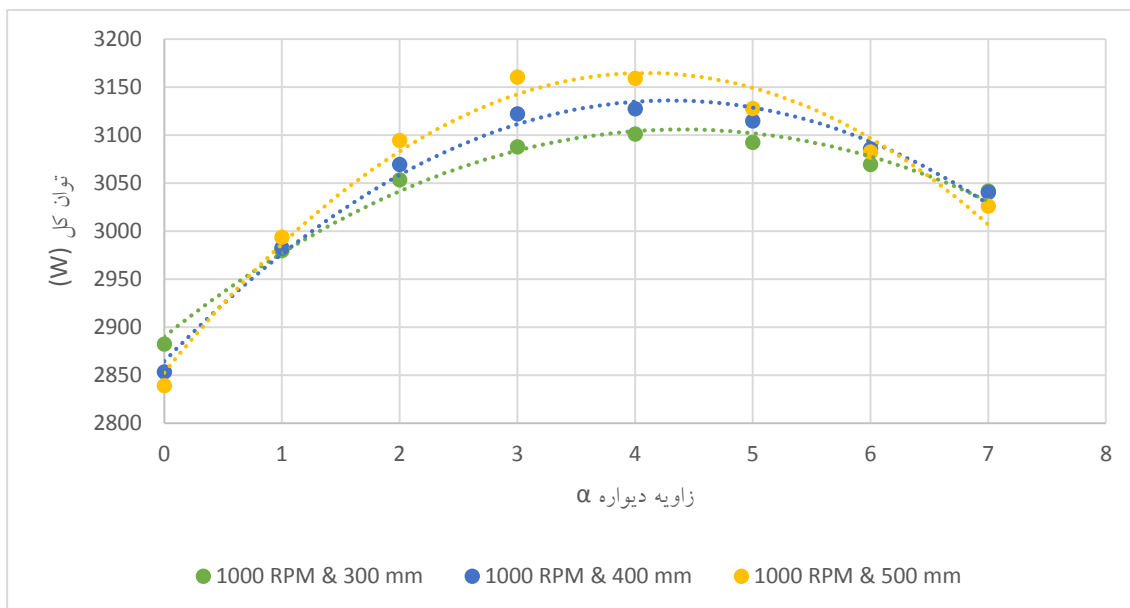


نمودار ۶-۲۳ توان خروجی بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

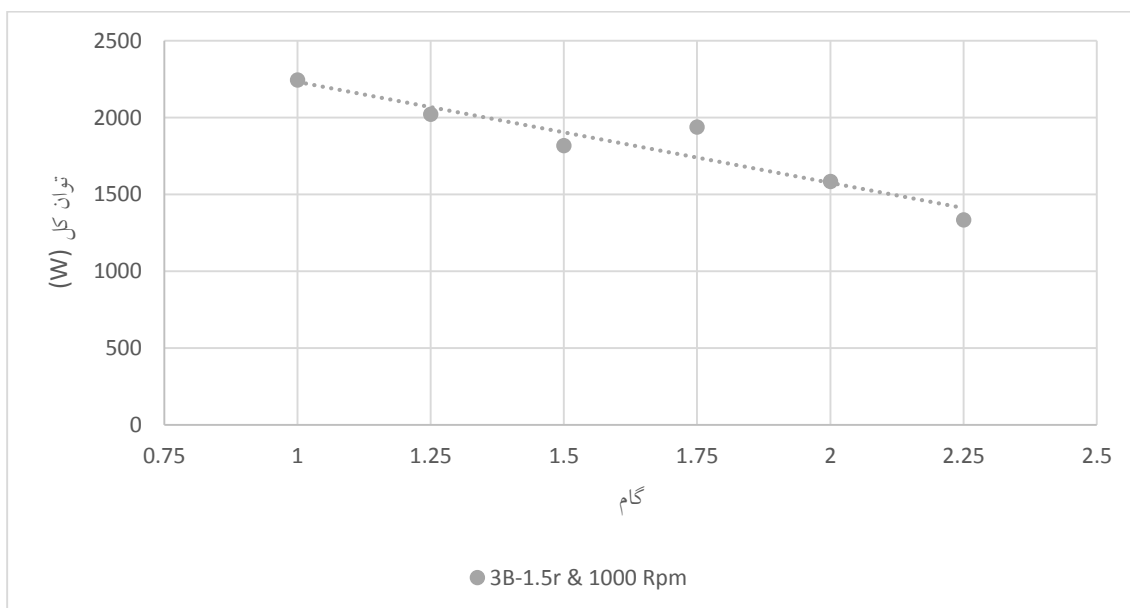


نمودار ۶-۲۳-۱ توان خروجی بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف

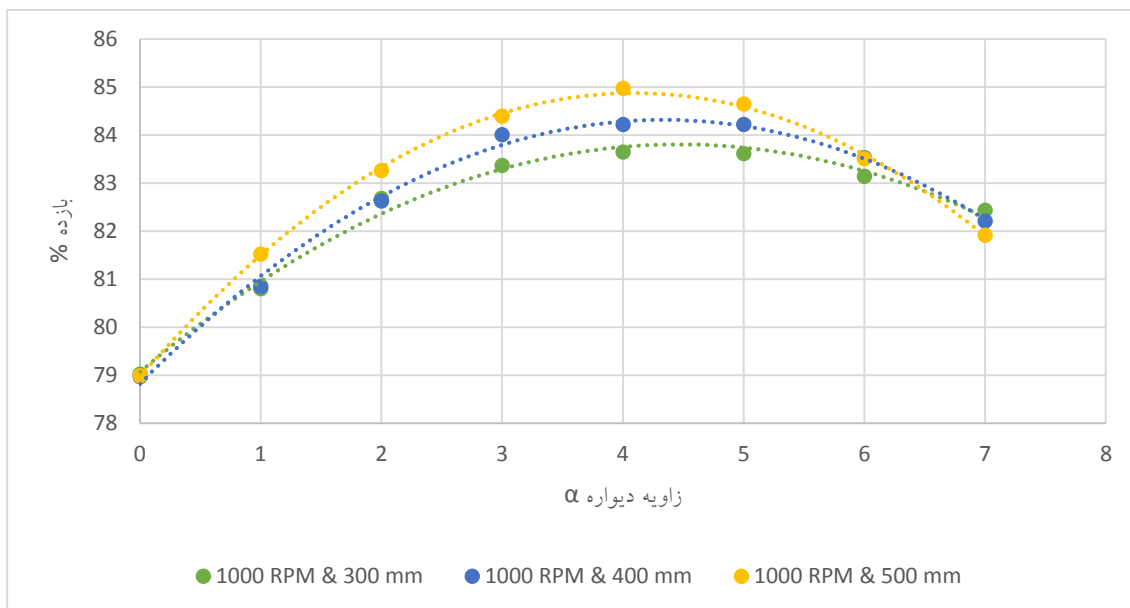




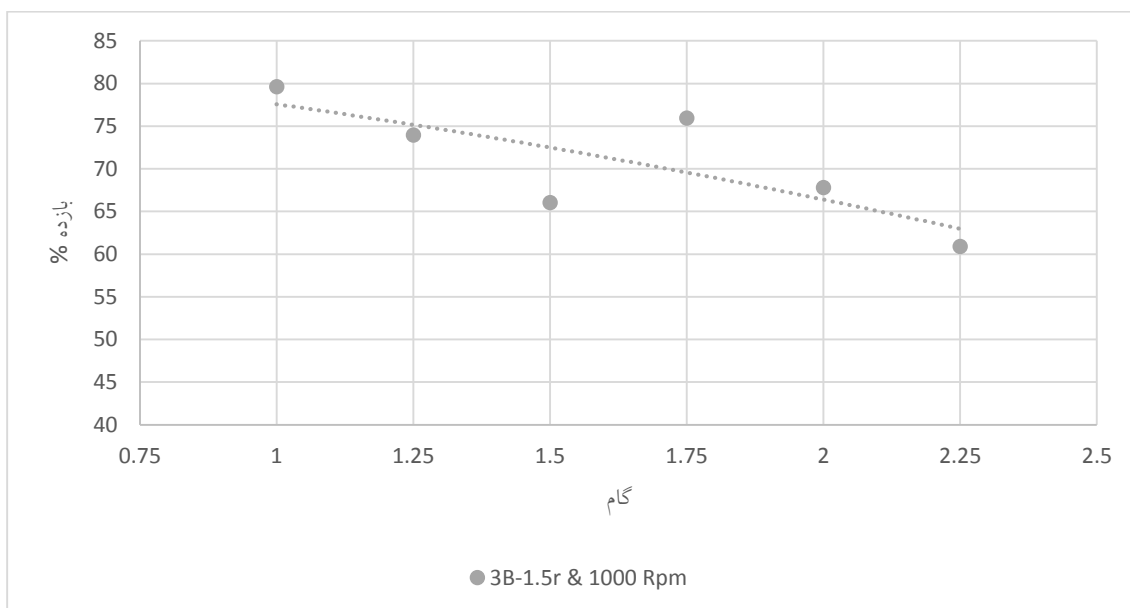
نمودار ۶-۲۴ توان کل بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



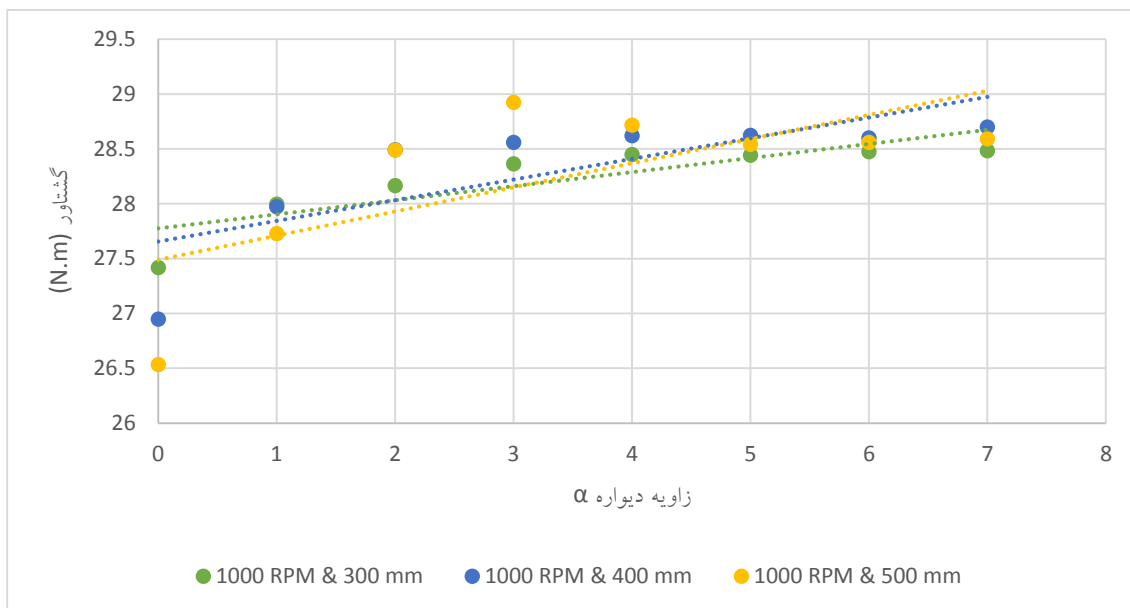
نمودار ۶-۲۴-۱ توان کل بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



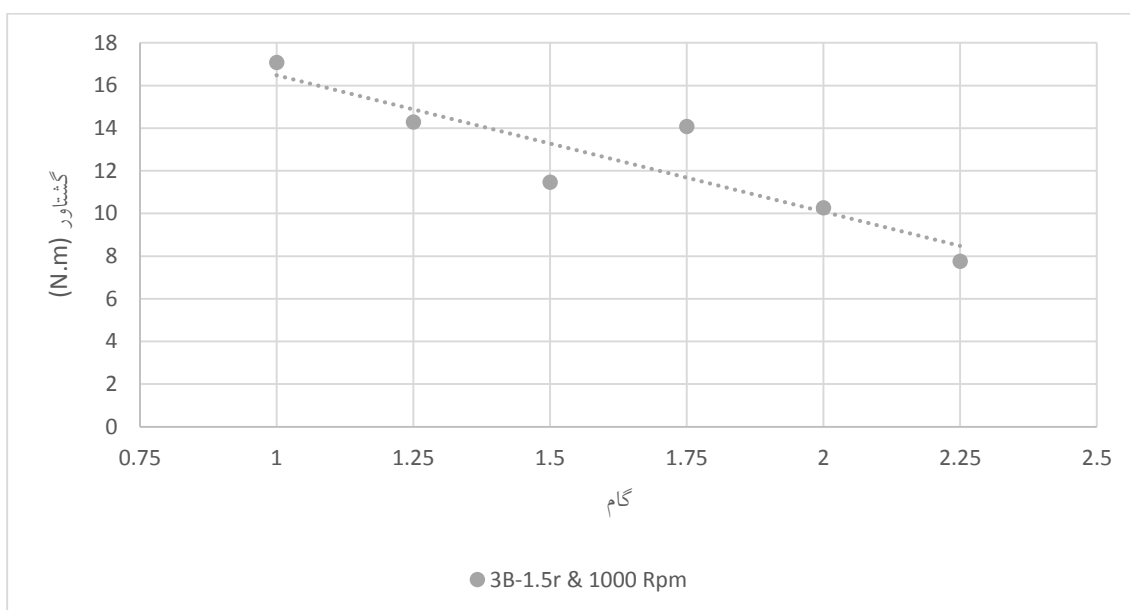
نمودار ۶-۲۵ بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



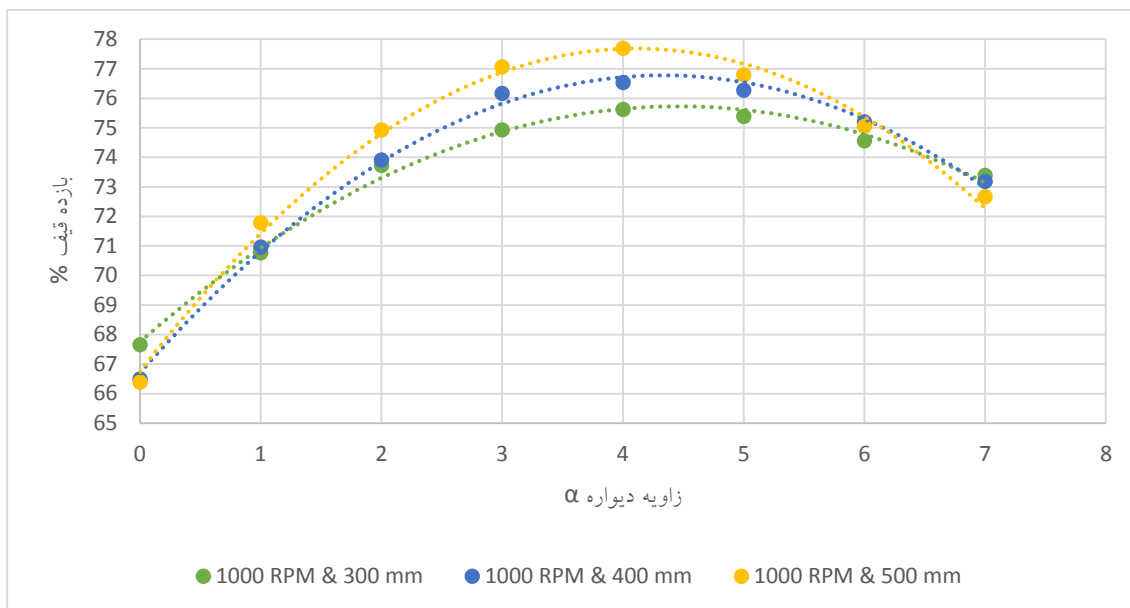
نمودار ۶-۲۵-۱ بازده بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



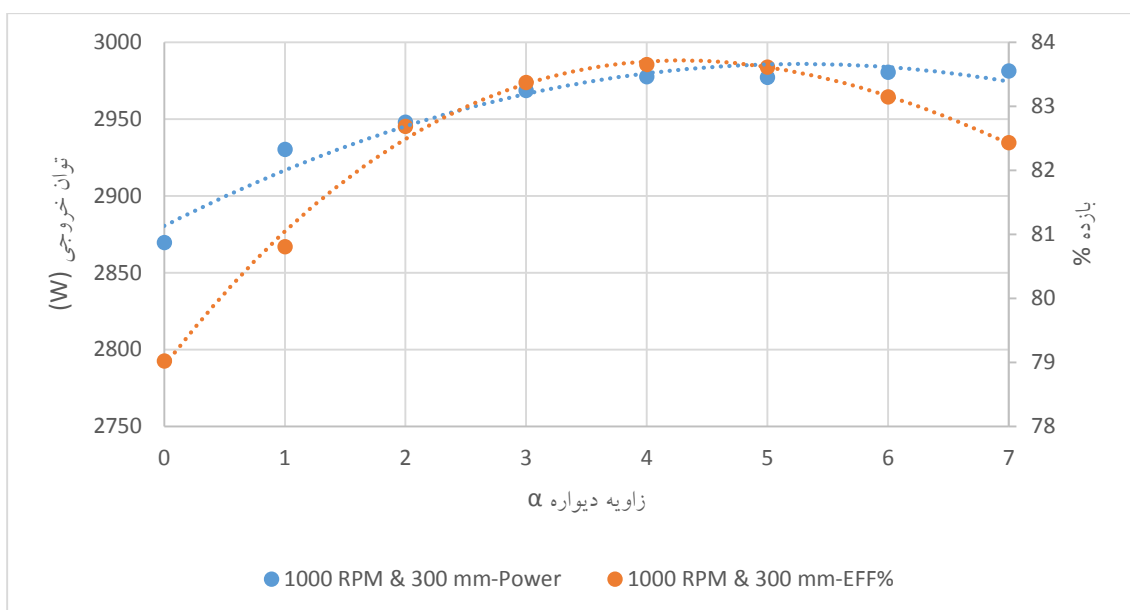
نمودار ۶-۲۶ گشتاور بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



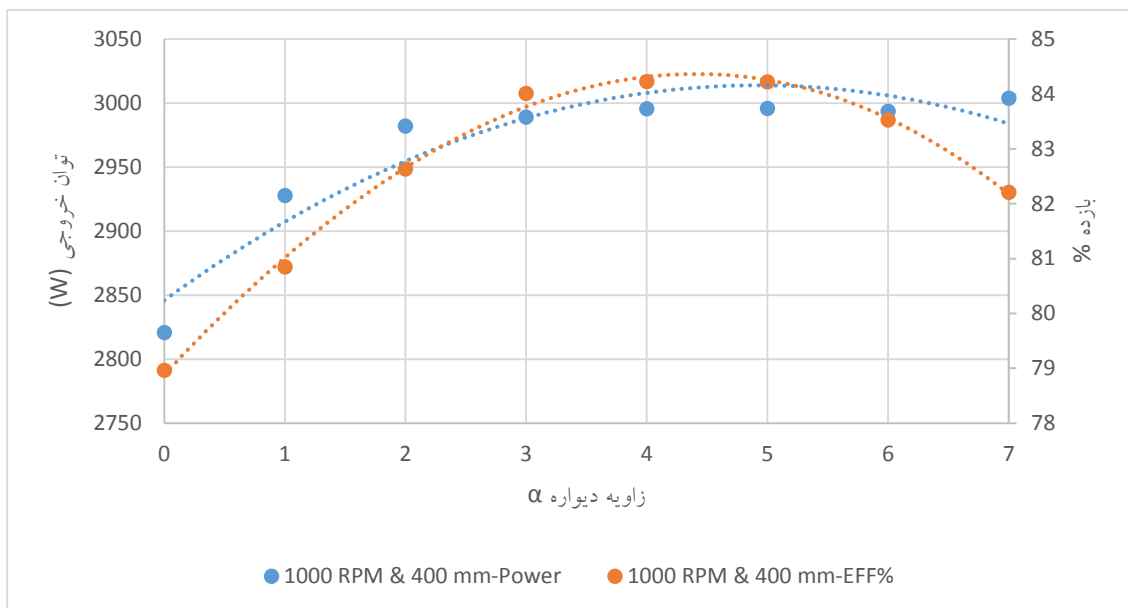
نمودار ۶-۲۶-۱ گشتاور بر حسب گام در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برای توربین بدون قیف



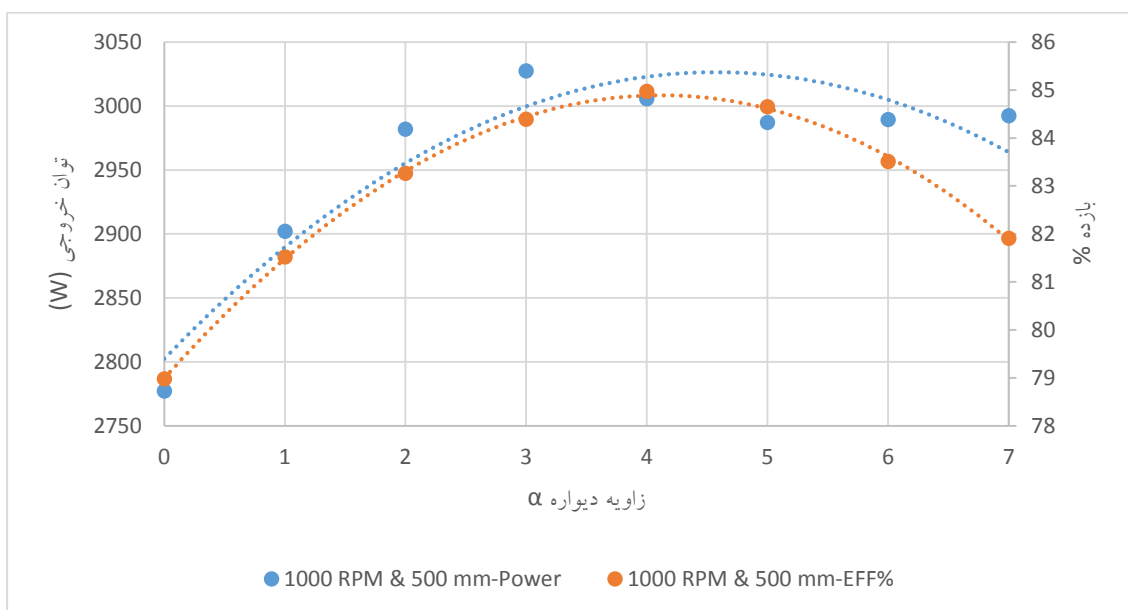
نمودار ۶-۲۷ راندمان توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۲۸ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۳۰ سانتی متر



نمودار ۶-۲۹ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۴۰ سانتی متر



نمودار ۶-۳۰ توان خروجی و بازده توربین بر حسب زاویه دیواره در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ۵۰ سانتی متر

با توجه به نمودار ۶-۲۱ با افزایش زاویه تا ۳ درجه دبی افزایش و پس از آن کاهش می یابد اما مقدار آن چشمگیر نیست و روندی نسبتاً خطی دارد، در نمودار ۶-۲۲ شاهد آن هستیم با افزایش زاویه هد نیز افزایش می یابد و روندی خطی را در پی میگیرد، در نمودار ۶-۲۳ با افزایش زاویه تا ۴ درجه قدرت خروجی افزایش و پس از آن کاهش می یابد و رفتار آن سهمی گون است، این روند در نمودار ۶-۲۴ نیز قابل مشاهده است، در نمودار ۶-۲۵ تا زاویه ۴ درجه شاهد افزایش بازده و سپس کاهش بازده هستیم و روند آن خطی است، در نمودار ۶-۲۶ با افزایش زاویه گشتاور نیز افزایش می یابد و روندی خطی دارد، در نمودار ۶-۲۷ شاهد افزایش بازده قیف تا زاویه ۴ درجه هستیم که پس از آن بازده کاهش می یابد.

در نمودار ۶-۲۸ تا ۶-۳۰ شاهد نقاط برخورد نمودارهای قدرت خروجی با بازده هستیم که بهترین زاویه دیواره را به ما می دهد، شرح این زاویه ها در جدول زیر آمده است:

جدول ۶-۳ بهترین زاویه دیواره قیف برای سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

نمودار ها	بهترین زاویه دیواره قیف
۶-۲۸	۵ درجه
۶-۲۹	۵ درجه
۶-۳۰	۴ درجه

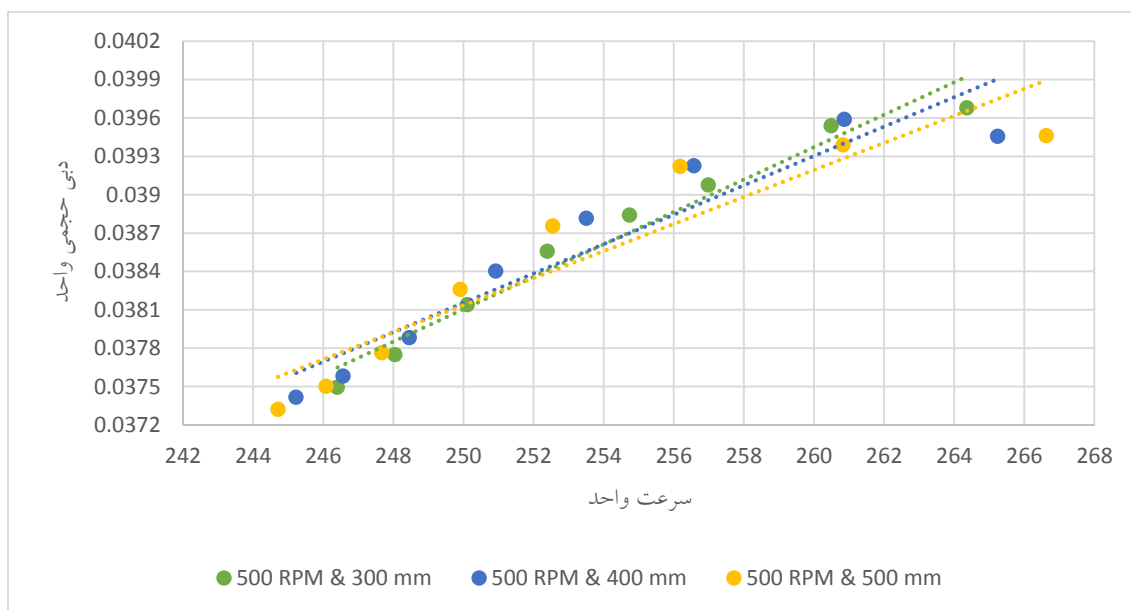
## ۴-۶) نمودارهای بی بعد

خروجی ها ابتدا توسط فرمول های زیر بی بعد گشته و به شکل نمودار آمده

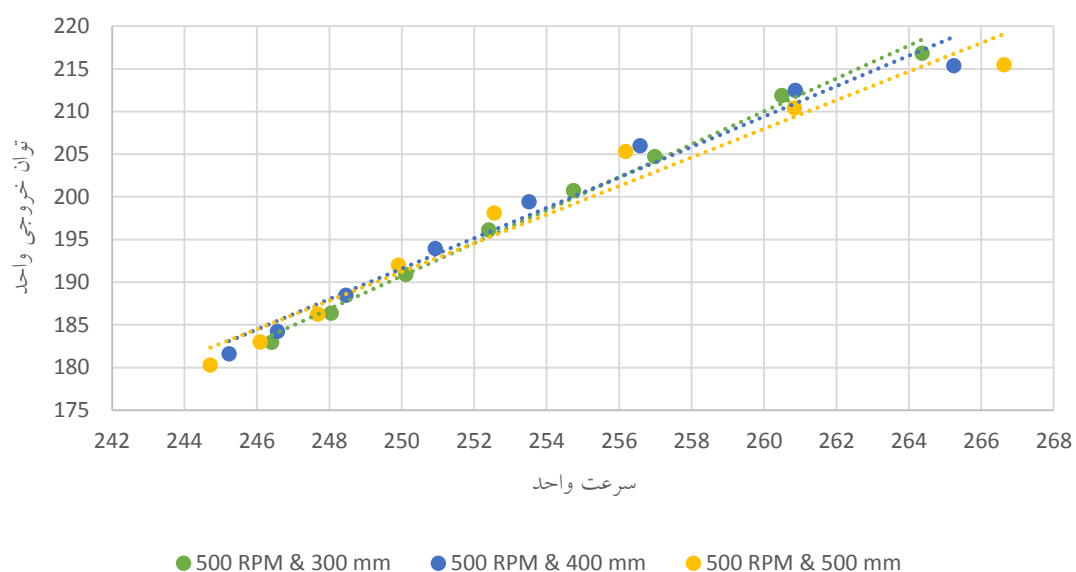
است:

جدول ۴-۶ فرمول های بی بعدسازی

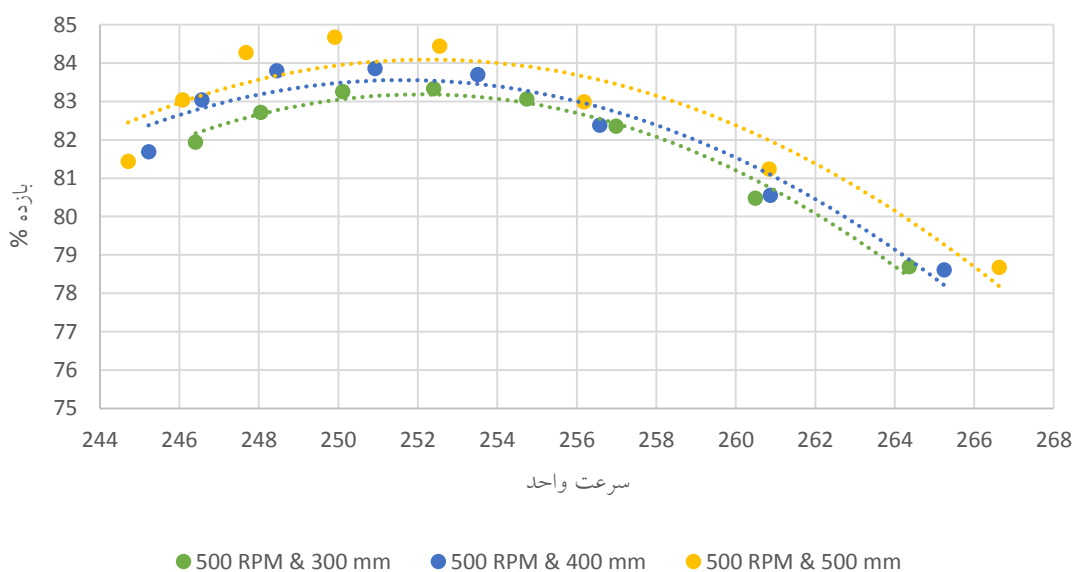
نوع روابط	روابط بی بعدسازی
سرعت واحد	$N_1 = N / \sqrt{H}$
دبی حجمی واحد	$Q_1 = Q / \sqrt{H}$
قدرت خروجی واحد	$P_1 = P / H^{3/2}$
گشتاور واحد	$T_1 = T / H$



نمودار ۳۱-۶ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه

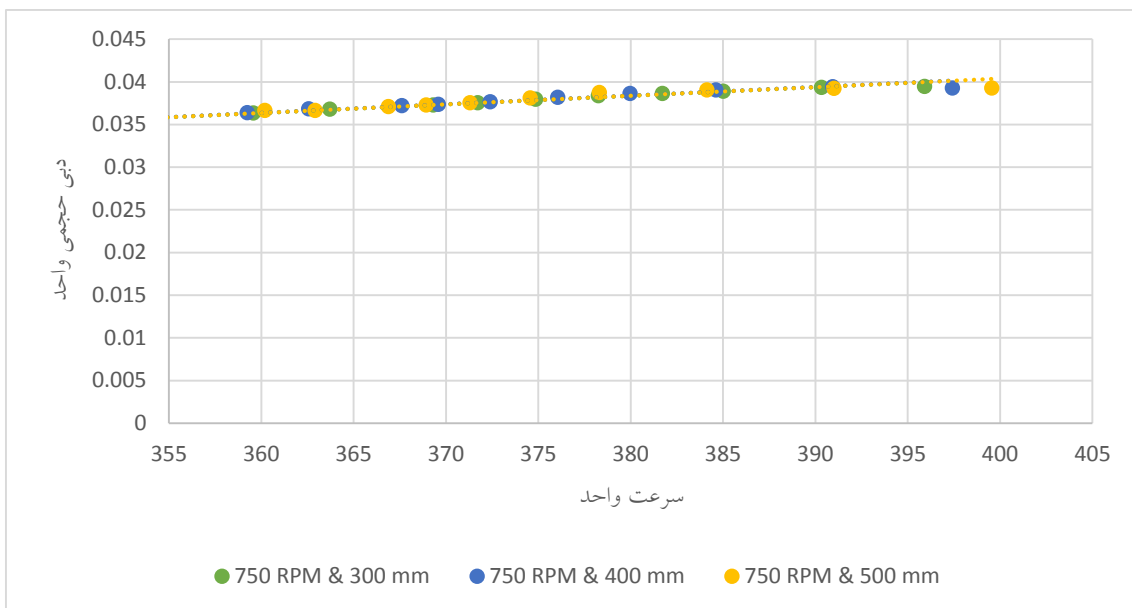


نمودار ۶-۳۲ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه

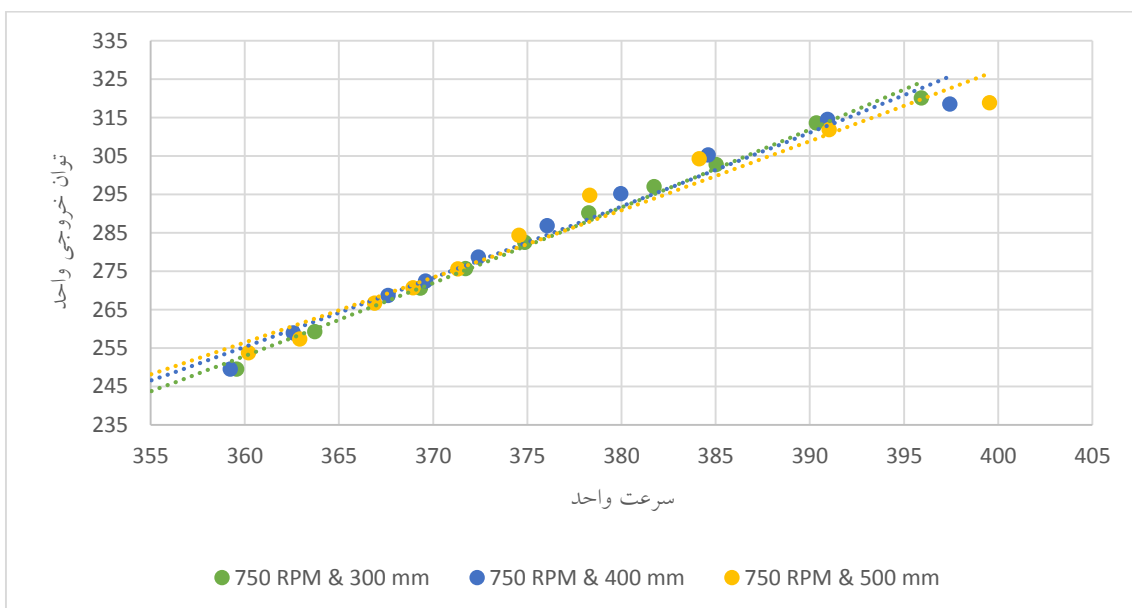


نمودار ۶-۳۳ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه

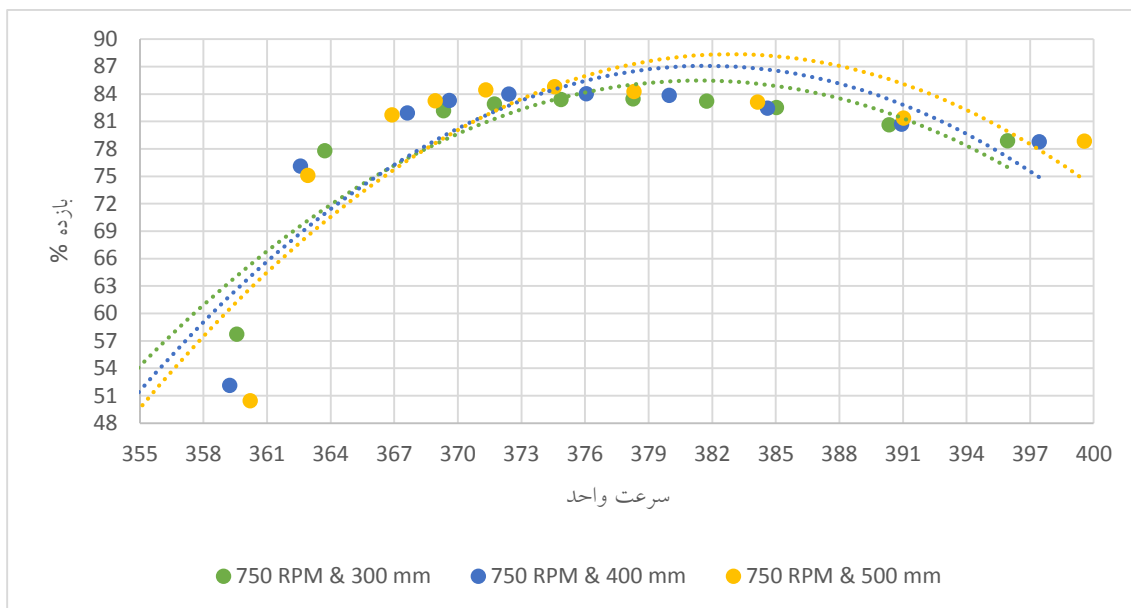




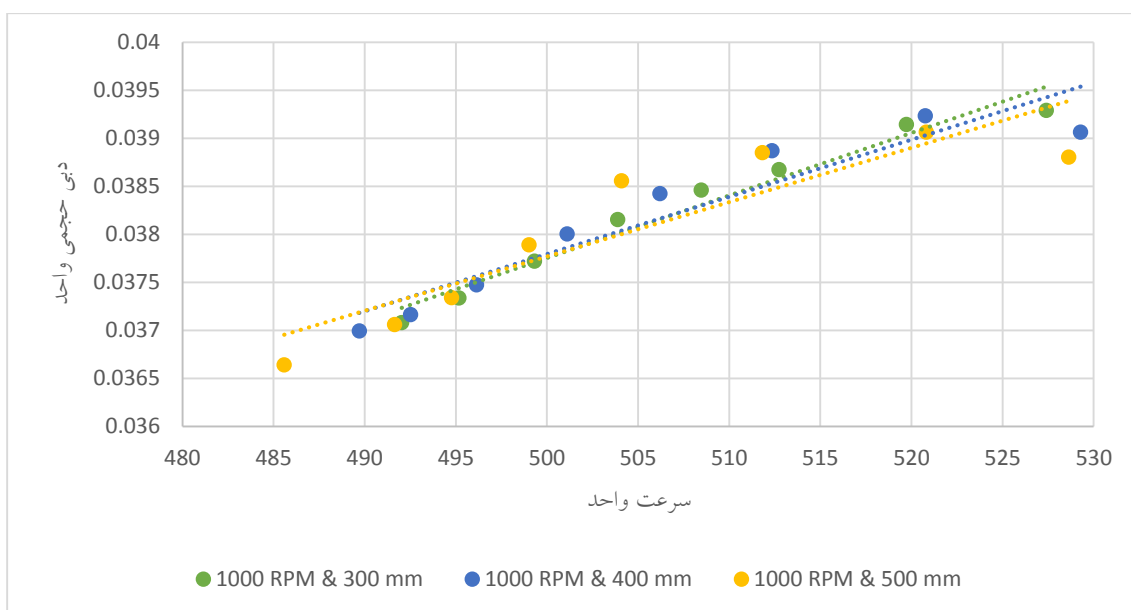
نمودار ۶-۳۴ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



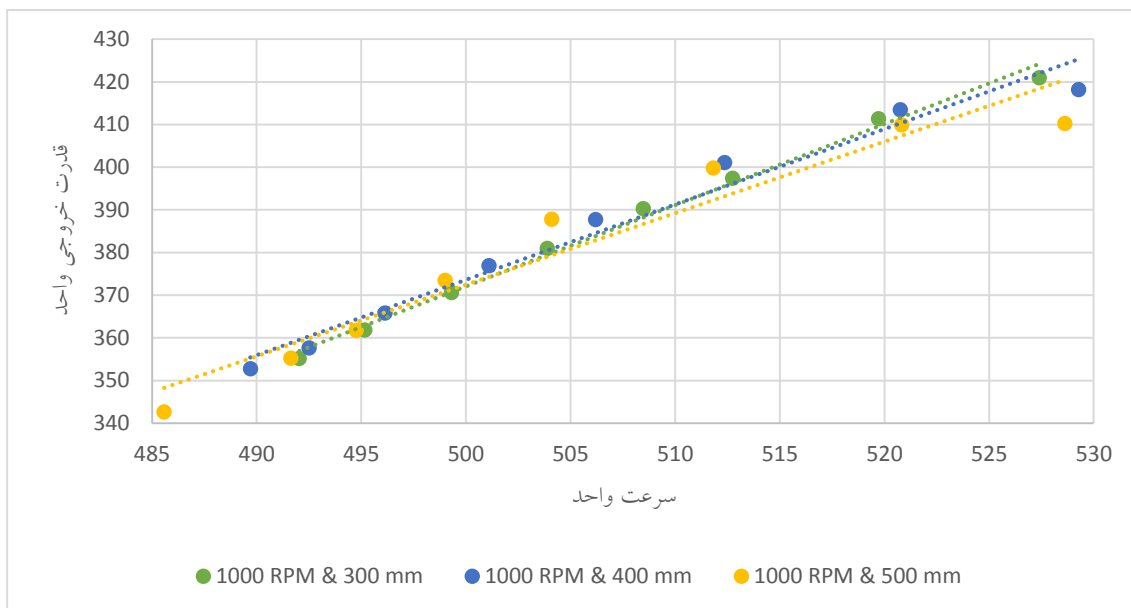
نمودار ۶-۳۵ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



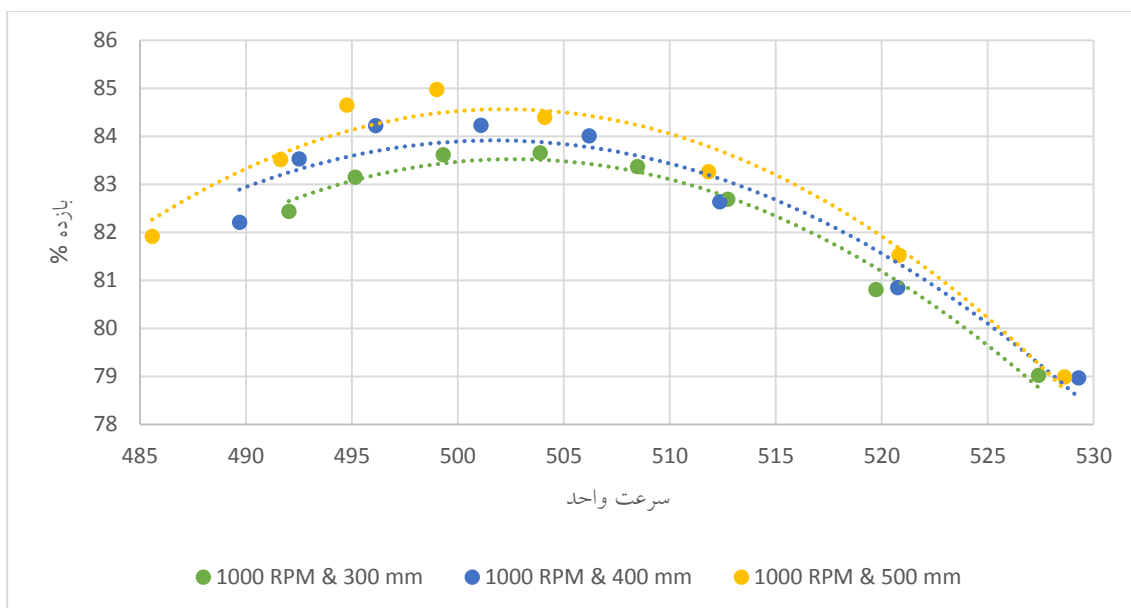
نمودار ۶-۳۶ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۷۵۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۳۷ دبی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۳۸ توان خروجی واحد بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶-۳۹ بازده بر حسب سرعت واحد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

در نمودار ۶-۳۱ با افزایش سرعت واحد، دبی واحد نیز افزایش می یابد و روند آن خطی می باشد، در نمودار ۶-۳۲ با افزایش سرعت واحد، قدرت خروجی واحد افزایش می یابد. در نمودار ۶-۳۳ با افزایش سرعت واحد بازده ابتدا افزایش می یابد و بعد از آن کاهش می یابد و رفتاری سهمی گون دارد. در نمودار ۶-۳۴ با افزایش سرعت واحد، دبی واحد نیز افزایش می یابد و روند آن خطی می باشد، در نمودار ۶-۳۵ با افزایش سرعت واحد، قدرت خروجی واحد افزایش می یابد. در نمودار ۶-۳۶ با افزایش سرعت واحد بازده ابتدا افزایش می یابد و بعد از آن کاهش می یابد و رفتاری سهمی گون دارد. در نمودار ۶-۳۷ با افزایش سرعت واحد، دبی واحد نیز افزایش می یابد و روند آن خطی می باشد، در نمودار ۶-۳۸ با افزایش سرعت واحد، قدرت خروجی واحد افزایش می یابد. در نمودار ۶-۳۹ با افزایش سرعت واحد بازده ابتدا افزایش می یابد و بعد از آن کاهش می یابد و رفتاری سهمی گون دارد.

## ۶-۵) جمع بندی

با توجه بررسی و مقایسه نمودارها با افزایش ارتفاع قیف بازده نیز افزایش می یابد اما این افزایش خیلی چشمگیر نبوده و روندی نسبتاً خطی دارد، در شرایط ثابت با افزایش زاویه دیواره تا ۴ درجه، بازده توربین افزایش می یابد و پس آن کاهش می یابد، این روند در بازده قیف نیز مشاهده می شود.

در شرایط ثابت با افزایش سرعت دورانی بازده توربین افزایش می یابد اما بازده قیف تا سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه افزایش و پس آن کاهش پیدا می کند و به همین دلیل بهترین سرعت دورانی برای توربین، سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه است.

با بررسی نمودارها و مقایسه آنها در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه، در توربین بدون قیف با مدل قیف دار آن می توان به این نتیجه رسید که نصب قیف بر روی توربین هیدروکوئل بازده را افزایش می دهد. بهترین راندمان توربین در شرایطی رخ می دهد که زاویه دیواره قیف ۴ درجه و ارتفاع آن ۵۰ سانتی متر و سرعت دورانی توربین ۷۵۰ دور بر دقیقه باشد؛ همچنین بهترین بازده قیف در همین حالت بدست می آید.

از مقایسه نمودارهای توربین بدون قیف و با قیف نتایج زیر حاصل می شود:

جدول ۵-۶ مقایسه هد بازیابی شده و راندمان توربین بدون قیف و توربین با قیف

سرعت دورانی	پارامتر	توربین بدون قیف	توربین با قیف
۵۰۰ دور بر دقیقه	هد بازیابی شده (متر)	$\cong 2$	$\cong 4/1$
۵۰۰ دور بر دقیقه	بازده (%)	$\cong 51$	$\cong 83$
۷۵۰ دور بر دقیقه	هد بازیابی شده (متر)	$\cong 2/25$	$\cong 4/2$
۷۵۰ دور بر دقیقه	بازده (%)	$\cong 80$	$\cong 85$
۱۰۰۰ دور بر دقیقه	هد بازیابی شده (متر)	$\cong 3$	$\cong 4/25$
۱۰۰۰ دور بر دقیقه	بازده (%)	$\cong 75$	$\cong 84$



## منابع و مأخذ

1. Traupel, W. Steam turbines, yesterday, today and tomorrow Proc. IMechE 193 No 38, 391-400 1979.
2. Hydrodynamic design guide for small francis and propeller turbines , R. Hothersall, United nations industrial development organization Vienna, Austria 2004.
3. Krivchenko, G., (1994), Hydraulic Machines : Turbines and Pumps, 2ed., Lewis, Boca Raton.
4. " Small Hydro Power-State of The Art and Application", Esat-Elen , Energy Institute ,Kasteelpark Arenberg 10,B-300 Leuven – Belgium
5. Natural Resources Canada, “Micro hydropower systems: a buyers guide,” Published by Natural Resources Canada, Cat. No. M144-29/2004E, 2004, <http://www.builditsolar.com/Projects/Hydro/CanadaMicroHydroGuide.pdf>
6. European small hydropower association- Renewable Energy House.
7. Iran Water and Power Resources Development Co.
8. Diodorus Siculus (circa first century B.C.). Bibliotheca, i.34.2. Translation, by Ivor Thomas in Greek mathematical works, Loeb Classical Library, Harvard University Press, Cambridge, Mass., 1941.
9. Athenaeus of Naucratis. (circa A.D. 200). Deipnosophistae, Book V. Translation by Charles Burton Gulick in Athenaeus, Deipnosophists, Loeb Classical Library, Harvard University Press, Cambridge, Mass., 1928.
10. Shirani, E., Turbomachinery. 2000, Isfahan University of Technology.
11. Vitruvius (circa first century B.C.). De Architectura, Book X, Chapter VI, The Water Screw. Translation and diagram by Morris Hicky Morgan in Vitruvius: The ten books on architecture, Harvard University Press, Cambridge, 1914. Republished by Dover, New York, 1960, 295–297
12. Chris Rorres, The turn of the screw: Optimal design of an Archimedes screw. Journal of Hydraulic engineering, Jan 2000: p. 72-80.
13. S. Williamson, B. Stark, and J. Booker, “Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis,” vol. 6 of Hydropower Applications, pp. 1377–1395, Proceedings of World Renewable Energy Congress, Linköping, Sweden, May 2011.
14. Pete Kibel, Toby Coe, Archimedean Screw risk assessment: strike and delay probabilities, Fishtek consulting, Report RA 1108.
15. Andritz Atro Hydrodynamic screws, screw turbine Catalogue, 2012
16. Richard J. DeLuca, Tapping into Untapped Resources, Executive Summary, December 21, 2011.
17. K.V. Alexander , E.P.G., A.M. Fuller ,,, Axial-flow turbines for low head microhydro systems.
18. Krivchenko, G., (1994), Hydraulic Machines : Turbines and Pumps, 2ed., Lewis, Boca Raton.
19. Yassi, Y., An experimental study of improvement of a micro hydro turbine performance. June 1999, Glasgow. p. 5.12.
20. Gubin, M.F., (1973), Draft tubes of Hydro-Electric Stations, Amerind publishing Co, New Dehli.
21. Nagel, G. (1968). Archimedean screw pump handbook. Prepared for Ritz-Atro Pumpwerksbau GMBH Roding, Nürnberg, Germany.



22. Brada, K.(1999).Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke [Hydraulic screw generates electricity from micro hydropower stations]. Maschinenmarkt Würzburg, Mitteilung14, 52–56.
23. Chris Rorres, The turn of the screw: Optimal design of an archimedes screw. Jouranal of Hydraulic engineering, Jan 2000: p. 72-80
24. N. Bard, River Dart Country Park Archimedes Screw System Performance Assessment, Mannpower Consulting Ltd, 2007
25. G. Muller, J. Senior, Simplified theory of Archimedean screws Théorie simplifiée de la vis d'Archimède, Journal of Hydraulic Research Vol. 47, No. 5 (2009), pp. 666–669
26. Marcel Wright, Testing of a 60% pitch Archimedes screw turbine, Thesis for degree of master of science, University of Calgary, November 2012
27. William Christopher Schleicher, Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydroturbine, Thesis for degree of master of science, Lehigh University, 2012.
28. Yul Hizhar and B. Yulistianto, Design and experimental study of the influence of the differences of pitches and shaft slopes to mechanics performanceof 2-blades screw turbine modelin low head flow. Thesis for degree of master of science, Gadjah mada university: Jakarta, Indonesia.
29. Murray Lyons , William David Lubitz, Archimedes screws for microhydro power. Generation, 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.
30. Caban, J. and L .Gardyński, Evacuation system of screw-type water turbines in small hydropower plant. Advances in Science and Technology Research Sept. 2013. 7.26.
31. Alkistis Stergiopoulou and Efrosini Kalkani, Investigating the hyrodynamic behavior of innovative archimedean hydropower turbines. IJRRAS, November 2013. 17(1).
32. J.D.Anderson, J. Degroote, and D.Gerrard, Computational Fluid Dynamics: An Introduction. 3rd ed. J.F.Wendlt, Eagle River, Springer, 2009.
33. F.Frunzulica and I.C.Andrey, Special Aspect of Triangulation and Mapped Meshing, Fascicle Mechanic, Tribology, Machine Manufacturing Technology. Baia Mare, 200.
34. Gambit user guide 2007.
35. B.S Olsen, Thermal Comfort. 1998: PHD Tesis, Sweden.
36. F.M.White, Viscous Fluid Flow. 2009, Tehran: omide enghelab publication.
37. S.Murakumi,S.Kato,H.Nakagawa:" Numerical prediction of horizontal non-isothermal 3-D jet in. room base on  $k - \varepsilon$  model", ASHRAE tansactions 97 (1991) 38-48
38. G. Iaccarino, Predictions of Turbulent Seperated flow using flow using Commerical CFD.



## **Abstract**

Development of local and scattered power grids have attracted the minds and thoughts of those responsible for power generation throughout the world, in recent years.

Definitely, generating energy through clean and environment friendly means is of paramount importance when power generation is the objective. For the purpose of generating clean and cheap energy, micro hydro turbines for low or moderate hydraulic potentials are considered to be a viable alternative. Hydrocoil is one these micro hydros which have recently drawn attentions towards itself.

Low price, easy installation and maintenance, simple design and minimal or requirements for time consuming, heavy and costly construction and installations are advantages of applying Hydrocoil as a means of clean power generation. .

This research work intends to make a new approach in designing a draft tube for optimizing the efficiency of the turbine. Also comparative analysis were performed on the operating characteristics of the turbine before and after installation of the draft tube. Results showed optimization of the operation characteristics and efficiency of the turbine when the draft tube was applied.

**Keywords:** Hydrocoil Turbine, Draft Tube, Efficiency





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:

Numerical analysis of the effects of using a  
draft tube on the behaviour of the Hydrocoil  
micro hydro turbine

Supervisor:

Yousef Yassi

By:

Masoud Jafari Zadeh

Winter 2016