

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

بررسی فنی و اقتصادی خنک کاری هوای ورودی به توربین‌های گازی در شرایط مختلف کاری با استفاده از سیکل میسوتسنکو

محمدامین پناهی

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

استاد مشاور:

دکتر میثم سعدی

شهریور ۱۳۹۷

شماره: ۲۰/۲۸۷ / ۱۳۴
تاریخ: ۹۷ / ۸ / ۱۲

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمدامین پناهی با شماره دانشجویی ۹۴۰۴۲۵۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی فنی و اقتصادی خنک کاری هوای ورودی به توربین‌های گازی در شرایط مختلف کاری با استفاده از سیکل میسو تستکو که در تاریخ ۹۷/۰۶/۱۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

قبول (با درجه: ...)	☒	مردود	☐
نوع تحقیق:	☐ نظری	☐ عملی	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	محمود فرزانه گرد	استاد	
۲- استاد راهنمای دوم	-	-	-
۳- استاد مشاور	میثم سعدی	استادیار	
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	محسن نظری	دانشیار	
۵- استاد ممتحن اول	سید مجید هاشمیان	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	محمد حسین احمدی	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تیسره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می‌تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

تشکر از اساتید گرامی

تقدیم به همسر مهربان و پدر و مادر عزیزم که همیشه پشتیبان من بودند.

تعهد نامه

اینجانب محمدمبین پناهی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه " بررسی فنی و اقتصادی خنک کاری هوای ورودی به توربین‌های گازی در شرایط مختلف کاری با استفاده از سیکل میسوتسنکو " تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد متعهد می شوم .

تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت ه یچ نوع مدرک یا امتیازی در ه یچ جا ارائه نشده است .
کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .

حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجه یزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

توربین گازی یکی از مهم‌ترین ماشین‌های تولید توان می‌باشد. توربین‌ها در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، پالایشگاه‌ها، گرداندن پمپ‌ها و کمپرسورها و موتور هواپیماها کاربرد فراوانی دارند.

عوامل زیادی از جمله دمای گازهای ورودی، فشار، دما و رطوبت هوای ورودی بر عملکرد توربین گازی تأثیر دارند. خنک کاری هوای ورودی به توربین یکی از راه‌های بهبود عملکرد توربین گازی است. خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین با روش های خنک کاری تبخیری هوا با استفاده از سیستم مدیا و فاگ، خنک کاری تبریدی به کمک چیلر جذبی، تلفیق دو روش تبخیری و تبریدی و استفاده از ذخیره کننده‌های انرژی قابل انجام است.

روش خنک کاری هوای ورودی به علت کم‌هزینه بودن و عدم نیاز به تغییر در ساختمان توربین برای افزایش کارایی موردتوجه است. در این میان استفاده از مدل کولرآبی میسوتسنکو^۱ جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز نیز موردتوجه بسیار است.

راندمان و توان تولیدی در توربین‌های گازی مشخصاً از دمای هوای محیط تأثیر می‌پذیرند. تحقیقات نشان می‌دهند به ازای هر درجه سانتی‌گراد افزایش دمای هوای محیط توان تولیدی توسط توربین گازی می‌تواند از ۰.۵۴ تا ۰.۹ درصد کاهش یابد؛ بنابراین خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین راه‌حلی مناسب برای افزایش توان تولیدی و راندمان توربین‌های گازی می‌باشد. شبیه‌سازی نحوه عملکرد توربین در شرایط متفاوت می‌تواند منجر به تدوین الگوی صحیح بهره‌برداری از نیروگاه گردد. مدل میسوتسنکو به‌عنوان مدل بسیار به‌صرفه از لحاظ فنی و اقتصادی می‌تواند در جهت رسیدن به این الگوی صحیح راه گشا باشد.

¹ Maisotsenko

این پایان نامه اجرای کولر میسوتسنکو با چرخ خشک‌کن برای خنک‌کاری هوای ورودی توربین گازی را بررسی می‌کند و چهار سیستم خنک‌کننده هوای ورودی مختلف به‌کاررفته شده گرمای توربین گازی را برای تقویت قدرت توربین گاز در بهرگان پیشنهاد کرده است.

از مقایسه عملکرد چهار سیستم خنک‌کننده ورودی موردبررسی قرارگرفته می‌توان نتیجه گرفت که هزینه‌های اضافی در سرمایه‌گذاری برای اجرای سیستم های خنک کاری MMD و MED با عملکرد برتر خود در آب‌وهوای خشک توجیه می‌شود. باین‌حال، نمی‌توان بیان کرد اگر در محیط‌های مرطوب استفاده شوند به همان اندازه از نظر بهره وری سودمند باشند. هزینه‌های سرمایه‌گذاری EMD و EED کمتر از MMD و MED می‌باشد و ممکن است برای آب‌وهوای مرطوب مناسب‌تر باشد. راه‌حل دیگر این است که تعداد چرخ‌های خشک‌کن برای رطوبت‌های بیشتر در هوای ورودی افزایش یابد. رطوبت هوای بیشتر تأثیر بیشتری بر عملکرد کولر میسوتسنکو دارد. اثرات افزایش دادن تعداد چرخ خشک‌کن توسط زادپور و نیکویان (Zadpoor.Nikooyan, 2008) مورد مطالعه قرارگرفته است و نتایج نشان می‌دهد که افزایش ظرفیت خنک‌کننده ورودی سیستم با زیاد کردن تعداد چرخه ها به دست آمده است. باین‌وجود، افت فشار در چرخ خشک‌کن قابل‌توجه خواهد بود و به‌نوبه خود بر راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی تأثیر می‌گذارد.

راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی با دمای ورودی کمپرسور متناسب است. درنتیجه، توربین گازی به همراه MMD به‌عنوان روش خنک‌کننده ورودی دارای بالاترین بهره‌وری برای همه درجه حرارت‌های بازسازی‌شده می‌باشد. علاوه بر این، نتایج خنک‌کننده ورودی EED در پایین‌ترین بهره‌وری نیروگاه قرار دارد. باین‌حال، اثر دمای بازسازی در راندمان حرارتی نیروگاه تأثیر نسبتاً کمی دارد.

نتایج نشان می‌دهد که ترکیب کولر میسوتسنکو هزینه سرمایه اولیه موردنیاز را افزایش می‌دهد. علاوه بر این، هر چهار سیستم خنک‌کننده ورودی در این پایان‌نامه برای تولید برق سالانه در

مقایسه با سه گزینه دیگر پیشنهاد شده است. بر اساس دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازگشت، کولر تبخیری مستقیم از لحاظ اقتصادی در سیستم خنک‌کننده هوای ورودی برای بهرگان پس از خنک‌کننده ورودی هوا ZED قابل توجیه است.

کلمات کلیدی:

بررسی فنی و اقتصادی، خنک کاری هوای ورودی، توربین های گازی، شرایط مختلف کاری، سیکل میسوتسنکو

فهرست

۱- فصل اول	۱
۱-۱. مقدمه‌ای بر توربین‌های گازی و سیستم‌های سرمایشی	۲
۱-۲. ضرورت انجام پایان‌نامه	۲
۱-۳. اهداف پایان‌نامه	۴
۱-۴. مروری بر مطالب پایان‌نامه	۵
۲. فصل دوم	
۲-۱. آشنایی با توربین‌های گازی	۸
۲-۱-۱. مزایا و معایب توربین‌های گازی	۱۰
۲-۱-۲. عوامل تأثیرگذار بر عملکرد توربین گازی	۱۱
۲-۱-۳. راهکارهای بهبود عملکرد توربین گازی در حال بهره‌برداری	۱۲
۲-۱-۴. شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی	۱۴
۲-۱-۵. خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور	۱۴
۲-۲. آشنایی با سیستم‌های سرمایشی	۱۵
۲-۲-۱. سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی	۱۵
۲-۲-۲. سیستم‌های خنک‌کننده جذبی	۱۵
۲-۲-۳. سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری	۱۶
۲-۲-۴. سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری	۱۸
۲-۳. آشنایی با کولرهای بر پایه سیکل میسوتسنکو	۱۹
۲-۴. استفاده از سیستم خشک‌کن	۲۲
۳. فصل سوم مروری بر کارهای گذشته	۲۵
۳-۱. مروری بر تحقیقات توربین‌های گازی	۲۶
۳-۲. تحقیقات صورت گرفته روی سیستم‌های خنک کاری هوای ورودی به توربین	۳۰
۳-۳. تحقیقات صورت گرفته در مورد سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری	۳۴
۴. فصل چهارم شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی و سیکل میسوتسنکو	۴۳
۴-۱. الگوریتم شبیه‌سازی و برنامه‌های مدل‌سازی	۴۴
۴-۲. مدل‌سازی ریاضی عملکرد توربین گازی	۴۴
۴-۳. مدل پیشنهادی و روابط پایه توربین گازی	۴۵
۴-۳-۱. محفظه احتراق	۴۶
۴-۳-۲. توربین	۴۷

۳-۳-۴. حل عددی مدل	۵۰
۴-۴. مدل پیشنهادی و روابط پایه مربوط به خنک کاری هوای ورودی توربین بر پایه سیکل میسوتسنکو	۵۱
۵-۴. توربین گازی	۵۴
۴-۵-۱. سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی به توربین با استفاده از خشک‌کن	۵۶
۴-۶. روابط مربوط به شبیه‌سازی سیکل خنک کاری	۶۱
۴-۶-۱. کولرآبی	۶۱
۴-۶-۲. مبدل حرارتی هوا به هوا	۶۲
۴-۶-۳. بازیابی حرارت	۶۳
۴-۶-۴. کولر میسوتسنکو	۶۴
۴-۶-۵. عملکرد سیستم خنک‌کننده ورودی	۶۴
۴-۶-۶. چیلرهای مکانیکی	۶۵
۴-۶-۷. چرخ خشک‌کن	۶۶
فصل پنجم نتیجه‌گیری و ارزیابی اقتصادی	۶۹
۵-۱ تجزیه و تحلیل حالت پایدار	۷۰
۵-۲ ارزیابی فنی و اقتصادی	۸۶
۵-۳. جمع‌بندی مباحث	۹۷
۵-۴. پیشنهادات	۹۹

فهرست اشکال

- شکل ۱-۲: تصویر یک توربین گاز تک مرحله‌ای به همراه قسمت‌های آن سیکلی ایده‌آلی در توربین‌های گازی سیکل برایتون می‌باشد (Razak, 2007) ۹
- شکل ۲-۲: شماتیک یک توربین گازی به همراه نمودارهای دما-آنترپپی و فشار-حجم (boyce M. p., 2002) ۹
- شکل ۳-۲: تأثیر تغییرات دما بر توان تولیدشده و بازده یک توربین گازی (Arlington, 2008) ۱۲
- شکل ۴-۲: فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو برای سرمایش تبخیری غیرمستقیم ۱۷
- شکل ۵-۲: شماتیک کارکرد سیستم میسوتسنکو ۲۰
- شکل ۶-۲: نمودار رطوبت سنجی مربوط به فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو ۲۱
- شکل ۷-۲: نمونه مبدل حرارتی-جرمی با جریان عمود (1) هوای ورودی که شرایط اتمسفر را دارد و شامل جریان اولیه و ثانویه می‌شود (2) هوای خشک و خنک خروجی که به فضای تهویه شده می‌رود (3) هوای گرم و مرطوب خروجی که به اتمسفر تخلیه می‌شود ۲۲
- شکل ۱-۳: منحنی مشخصه کمپرسور، خطوط بتا (ولی، ۱۳۸۸) ۲۷
- شکل ۲-۳: مقادیر منحنی مشخصه (نسبت فشار در برابر پارامتر سرعت) (Al-Hamdan, 2006) ۲۸
- شکل ۱-۴: شماتیک مدل توربین گازی (Lee, 2011) ۴۵
- شکل ۲-۴: نمودار فرایندی سیکل خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز ۵۱
- شکل ۳-۴: پیکربندی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی با استفاده از کولر تبخیری و سیکل میسوتسنکو ۵۸
- شکل ۴-۴: پیکربندی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی با استفاده از سیکل میسوتسنکو و کولر تبخیری ۵۹
- شکل ۵-۴: پیکربندی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی با استفاده از دو سیکل میسوتسنکو ۶۰
- شکل ۶-۴: پیکربندی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی با استفاده از دو سیکل کولر تبخیری ۶۱
- شکل ۱-۵: اثر رطوبت نسبی بر دمای ورودی کمپرسور ۸۰
- شکل ۲-۵: تأثیر رطوبت نسبی هوا بر راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی ۸۱
- شکل ۳-۵: تأثیر رطوبت نسبی هوا بر تولید خالص انرژی ۸۱
- شکل ۴-۵: اثر درجه حرارت بازسازی در درجه حرارت کمپرسور ورودی ۸۲
- شکل ۵-۵: نتایج مربوط به اثر دمای بازسازی بر راندمان توربین گازی ۸۳
- شکل ۶-۵: نتایج مربوط به اثرات دمای بازسازی بر روی تولید خالص انرژی توربین گازی ۸۳

شکل ۵-۷: برق اضافی روزانه تولیدشده با توجه به استفاده از سیستم خنک‌کننده ورودی برای یک نیروگاه های توربین

گازی در بهرگان ۹۰

شکل ۵-۸: سوخت اضافی موردنیاز روزانه به علت استفاده از سیستم خنک‌کننده ورودی برای نیروگاه های توربین گازی

در بهرگان ۹۰

فهرست جداول

جدول ۱-۴: پارامترهای اساس عملکرد توربین گازی مدل Thempes در شرایط ایزو (Thempes مدارک فنی توربینی

گازی مدل) ----- ۵۵

جدول (۱-۵): عملکرد توربین گازی بدون هیچ سیستم ورودی برای شرایط آب و هوایی تابستان بهرگان و شیراز ۷۱

جدول (۲-۵): عملکرد MED سیستم خنک کننده ورودی برای بهرگان و شیراز ----- ۷۲

جدول (۳-۵): نتایج تجزیه و تحلیل مشابه برای سیستم خنک کننده ورودی EMD ----- ۷۴

جدول (۴-۵): نتایج شبیه سازی برای مورد سیستم خنک کننده ورودی MMD ----- ۷۶

جدول (۵-۵): نتایج شبیه سازی برای سیستم خنک کننده ورودی EED ----- ۷۸

جدول (۶-۵): نتایج مربوط به عملکرد سه سیستم خنک کننده ورودی برای آب و هوا در بهرگان ----- ۸۶

جدول ۷-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری MED ----- ۹۲

جدول ۸-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری MMD ----- ۹۲

جدول ۹-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EMD ----- ۹۳

جدول ۱۰-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EED ----- ۹۳

جدول ۱۱-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری CHILLER ----- ۹۴

جدول ۱۲-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EC ----- ۹۴

جدول ۱۳-۵: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری ZED ----- ۹۵

جدول (۱۴-۵): نتایج مربوط به ارزیابی های اقتصادی در هفت سیستم خنک کننده هوای ورودی برای نیروگاه های

گازی ۵۰ مگاوات در بهرگان و سکوها ----- ۹۷

فهرست علائم:

C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
ECER	راندمان مصرف انرژی
h	آنتالپی (kJ/kg)
K	ضریب انتقال جرم ($kg/m^2 K$)
Q	ظرفیت سرمایش (W)
q	میزان انتقال حرارت (kJ)
T	دما ($^{\circ}C$)
V	میزان آب تبخیر شده در هر ساعت (litre/h)
V	دبی هوا ثانویه (محصول) (m^3/h)
W	میزان انرژی الکتریکی مصرف شده (W)
W	نسبت رطوبت هوای ورودی، (kg/kg)
ε	راندمان
ρ	چگالی (kg/m^3)
ω	رطوبت نسبی
α	درجه رطوبت
Δt_{pinch}	اختلاف دمای pinch
$\dot{m}_g$	نرخ جریان جرمی گاز خروجی
$\dot{m}_l$	نرخ جریان جرمی هوا در سیکل پایین
$\dot{m}_u$	نرخ جریان جرمی هوا در سیکل بالا
$\dot{m}_a$	نرخ جریان جرمی هوای ورودی

η_{ec}	بازده کولر تبخیری
η_{F1}, η_{F2}	بازده چرخ خشک کن
ω	نسبت رطوبت (g water/kg dry air)
C_{pg}	ظرفیت گرمایی ویژه گاز
E	بازده کولر میسوتسنکو
h	انتالپی
Q_{cool}	ظرفیت سرمایش (kW)
Q_{reg}	ظرفیت انرژی گرمایی باز تولیدی
t	دما (k)
$t_{dew,w}$	دمای نقطه شبنم هوا پردازش میسوتسنکو (k)
$t_{g,i}$	دمای ورودی گاز خروجی از توربین
$t_{g,o}$	دمای خروجی گاز خروجی از توربین
$t_{i,ec}$	دمای ورودی حباب خشک کولر تبخیری
$t_{i,m}$	دمای ورودی هوای پردازش شده کولر میسوتسنکو
$t_{o,ec}$	دمای خروجی حباب خشک کولر تبخیری
$t_{o,m}$	دمای خروجی هوای پردازش شده کولر میسوتسنکو
$t_{wb,i,ec}$	دمای ورودی حباب تر کولر تبخیری
$t_{wb,o,ec}$	دمای خروجی حباب تر کولر تبخیری
COP	ضریب عملکرد
EED	کولر تبخیری - کولر تبخیری - خشک کن

EMD	کولر تبخیری - میسوتسنکو خشک کن
MED	میسوتسنکو - کولر تبخیری خشک کن
MMD	میسوتسنکو - میسوتسنکو خشک کن
ZED	زادپور - کولر تبخیری خشک کن

فصل اول

مقدمه

۱-۱. مقدمه‌ای بر توربین‌های گازی و سیستم‌های سرمایشی

توربین گازی یکی از مهم‌ترین ماشین‌های تولید توان می‌باشد. توربین‌ها در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، پالایشگاه‌ها، گرداندن پمپ‌ها و کمپرسورها و موتور هواپیماها کاربرد فراوانی دارند.

عوامل زیادی از جمله دمای گازهای ورودی، فشار، دما و رطوبت هوای ورودی بر عملکرد توربین گازی تأثیر دارند. خنک کاری هوای ورودی به توربین یکی از راه‌های بهبود عملکرد توربین گازی است. خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین به چند روش قابل انجام است:

۱- خنک کاری تبخیری هوا با استفاده از سیستم مدیا و فاگ

۲- خنک کاری تبریدی به کمک چیلر جذبی

۳- تلفیق دو روش تبخیری و تبریدی

۴- استفاده از ذخیره کننده‌های انرژی

روش خنک کاری هوای ورودی به علت کم‌هزینه بودن و عدم نیاز به تغییر در ساختمان توربین برای افزایش کارایی مورد توجه است. در این میان استفاده از مدل کولرآبی میسوتسنکو جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز نیز مورد توجه بسیار است.

۱-۲. ضرورت انجام پایان‌نامه

راندمان و توان تولیدی در توربین‌های گازی مشخصاً از دمای هوای محیط تأثیر می‌پذیرند. تحقیقات نشان می‌دهند به ازای هر درجه سانتی‌گراد افزایش دمای هوای محیط توان تولیدی توسط توربین گازی می‌تواند از ۰.۵۴ تا ۰.۹ درصد کاهش یابد؛ بنابراین خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین راه‌حلی مناسب جهت فائق آمدن بر این مشکل و افزایش توان تولیدی و راندمان توربین‌های گازی باشد. شبیه‌سازی نحوه عملکرد توربین در شرایط متفاوت می‌تواند منجر به تدوین

الگوی صحیح بهره‌برداری از نیروگاه گردد. مدل میسوتسنکو به‌عنوان مدل بسیار به‌صرفه از لحاظ فنی و اقتصادی می‌تواند در جهت رسیدن به این الگوی صحیح راه گشا باشد.

لزوم شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی

کارخانه‌ها سازنده توربین‌های گازی، معمولاً مشخصات عملکردی توربین را در شرایط محیطی ایزو حالت تمام بار اعلام می‌نمایند. این در حالی است که توربین‌های گازی عمدتاً در شرایطی غیر از شرایط ایزو و در شرایط نیمه بار بکار گرفته می‌شوند. به این ترتیب پیش‌بینی و برآورد شاخص‌های عملکردی توربین گاز با توجه به شرایط محیطی محل احداث نیروگاه و در حالت‌های مختلف کارکردی و سطوح بار متفاوت می‌تواند مؤثر باشد.

عوامل زیادی می‌توانند بر روی عملکرد توربین گازی تأثیرگذار باشند که از مهم‌ترین این عوامل می‌توان به عوامل محیطی اشاره نمود.

پیش‌بینی عملکرد توربین و همچنین برآورد میزان توان خالص تولید شده توسط توربین گازی با توجه به شرایط آب و هوایی محل نیروگاه، یکی از مهم‌ترین نکات، قبل از برآوردهای فنی و اقتصادی پروژه می‌باشد که بایستی بدان توجه نمود. امروزه راهکارهای زیادی جهت بهبود عملکرد یک توربین گازی پیشنهاد می‌گردد، پیش‌بینی و برآورد میزان افزایش در تولید الکتریسیته، میزان افزایش در مصرف سوخت، تغییرات ایجادشده در پارامترهای اساسی عملکرد توربین و همچنین برآوردهای فنی و اقتصادی پروژه، قبل از ایجاد هر نوع تغییر در یک نیروگاه گازی امری ضروری می‌باشد.

با توجه به موارد مورداشاره، به نظر می‌رسد به‌کارگیری یک برنامه شبیه‌ساز که بتواند نحوه عملکرد توربین، میزان مصرف سوخت و محاسبه تلفات حرارتی توربین و همچنین برآورد میزان تأثیرگذاری راهکارهای افزایش توان و راندمان در این نوع توربین‌ها در شرایط بهره‌برداری متفاوت را پیش‌بینی نماید، می‌تواند بسیار مؤثر و مفید واقع گردد.

شبیه‌سازی نحوه عملکرد توربین در شرایط متفاوت، می‌تواند منجر به تدوین الگوی صحیح بهره‌برداری از نیروگاه گردد، به گونه‌ای که علاوه بر تأمین نیاز شبکه، پارامترهای مرتبط با میزان مصرف انرژی، میزان مصرف سوخت، راندمان، توان تولیدی، طول عمر و سایر پارامترهای اساسی توربین، در بهترین شرایط عملکردی با توجه به شرایط موجود قرار داشته باشند.

به‌منظور شبیه‌سازی رفتار توربین گازی امروزه کدهای تجاری محدودی نیز طراحی شده و بدین منظور به کار گرفته می‌شوند که از آن جمله می‌توان به نرم‌افزارهای Thermof، پایین و Gasturb اشاره کرد.

از معایب عمده در مورد نرم‌افزارهای شبیه‌ساز موجود می‌توان به پیچیدگی نسبی و قیمت بالای آن‌ها اشاره نمود.

بنابراین نگارش برنامه‌ای شبیه‌ساز که در عین سادگی، کلیه مشخصه‌های ترمودینامیکی مورد انتظار از یک توربین گاز را ارائه نموده و در عین حال ارزان و در دسترس باشد، می‌تواند بسیار مثر و مفید واقع گردد. با توجه به مجموعه نکات ذکر شده، به‌منظور بررسی دقیق عملکرد توربین گازی در شرایط متفاوت محیطی و همچنین سطوح بار متفاوت، برنامه شبیه‌ساز عملکرد توربین تدوین گردید که در ادامه به توضیح مدل پیشنهادی و روابط حاکم بر آن پرداخته خواهد شد.

۳-۱ اهداف پایان‌نامه

- ارائه یک مدلی شبیه‌ساز بر پایه روابط ترمودینامیکی و حل عددی مدلی، به‌منظور شبیه‌سازی عملکرد خنک‌کننده هوای ورودی به توربین گازی
- برآورد تأثیر به‌کارگیری سیستم‌های عمده جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در یک شرایط محیطی مشخص و استفاده از خشک‌کن‌ها، بر عملکرد توربین گازی منطقه نفتی بهرگان، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک

- برآورد فنی و اقتصادی به کارگیری سیستم‌های عمده جهت خنک کاری هوای ورودی به

کمپرسور، شامل سیستم میسوتسنکو، سیستم فاگ و سیستم تبرید جذبی در توربین

گازی منطقه نفتی بهرگان

- معرفی مناسب‌ترین سیستم جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور و بهبود

عملکرد در

توربین گازی منطقه نفتی بهرگان

- نتیجه‌گیری و بیان نتایج کلی

۴-۱ مروری بر مطالب پایان‌نامه

در فصل اول به معرفی توربین‌های گازی و اهمیت خنک کاری هوای ورودی به توربین در

بهبود عملکرد و افزایش بازده توربین‌ها پرداخته می‌شود. همچنین به معرفی انواع سیستم‌های

سرمایشی مرسوم می‌پردازیم.

فصل دوم به آشنایی با توربین‌های گازی و مزایا و معایب آن، راهکارهای بهبود عملکرد آن،

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور به عنوان یک راه افزایش بازده توربین، معرفی کولر میسوتسنکو

برای خنک کاری هوای ورودی و استفاده از خشک‌کن‌ها برای استفاده از سرمایش تبخیری در

آب‌وهوای مرطوب اختصاص پیدا خواهد کرد.

در فصل سوم مروری بر تحقیقات صورت گرفته در زمینه ی توربین‌های گازی، سیستم‌های

خنک‌کننده و سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم خواهیم داشت.

فصل چهارم به شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی، سیکل‌های سرمایشی، کولر میسوتسنکو، کولر

تبخیری و سیستم‌های خنک‌کننده‌ی هوای ورودی به توربین با استفاده از خشک‌کن اختصاص دارد.

فصل پنجم: نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات.

فصل دوم

مروری بر کارهای انجام شده

۱-۲. آشنایی با توربین‌های گازی

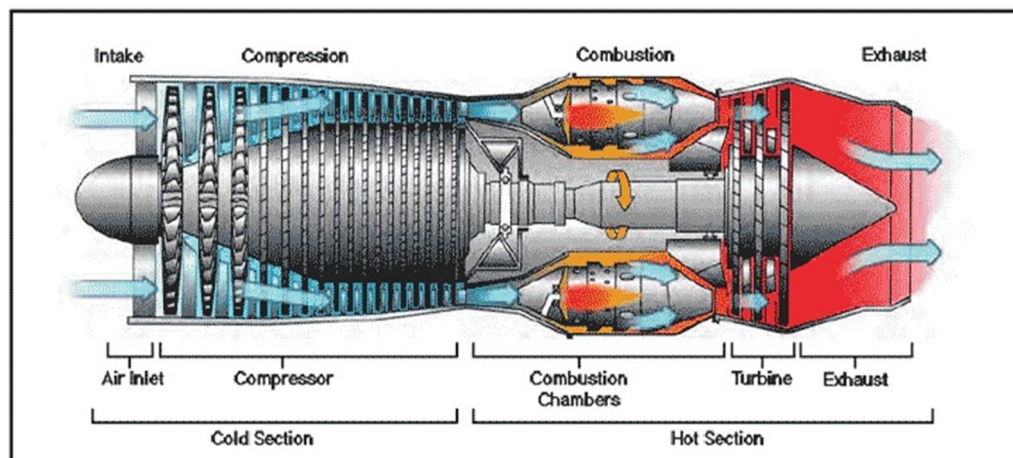
برق کالایی است که در زندگی روزانه ما اهمیت قابل توجهی دارد. بر اساس پیش‌بینی آژانس بین‌المللی انرژی (IEA)، تقاضای برق ۲.۴٪ در هر سال افزایش می‌یابد. رشد در هزینه‌های سوخت و تولید برق پژوهشگران را تشویق به بررسی برای توسعه بیشتر چرخه تولید برق می‌کند. معرفی توربین گاز در سال ۱۹۳۷ گامی مهم در صنعت تولید برق بود. در مراحل اولیه، بازده توربین گاز به‌طور قابل توجهی پایین‌تر از توربین بخار بود. با این حال، با افزایش دمای ورودی توربین (TIT) و نسبت فشار، چرخه عملکرد توربین گاز بهبود می‌یابد. از جمله مزایای اصلی توربین گاز در تولید برق را میتوان به هزینه سرمایه پایین‌تر اشاره کرد. همچنین شروع به کار توربین و تولید برق از آن نیاز به زمان کوتاهی دارد. علاوه بر این نصب و راه‌اندازی توربین گاز از نظر زمانی کوتاه‌تر و به لحاظ هزینه نصب و راه‌اندازی به صرفه‌تر است.

پیدایش و تکامل توربین‌های گازی تقریباً از ۲ قرن پیش آغاز شده است. در سال ۱۷۹۱ میلادی، باربر (Barber) مخترع توربین بخار، توضیحاتی در مورد سیالات و گازهای دارای انرژی نهان ارائه نمود. جان باربر دستگاهی شبیه توربین گازی اختراع نمود که در آن از مخلوط زغال سنگ و هوای فشرده برای احتراق استفاده می‌شد. حدود ۱۰۰ سال بعد از بیان ایده‌ی جان باربر، همه‌ی تلاش‌ها در جهت تولید قطعات و سخت‌افزارهای توربین گازی ناکام ماند. در این دوران پیشرفت قابل ملاحظه‌ای در تکامل توربین‌های گازی صورت نگرفت، هرچند که تلاش‌های زیادی در جهت این امر صورت پذیرفت که راه را برای پیشرفت‌های بعدی هموار ساخت. در سال ۱۹۰۳ میلادی، مهندسی نیروی الینگ (Elling) که برخی او را پدر توربین گاز می‌شناسند موفق شد اولین نمونه توربین گازی را که در ساختار خود از یک کمپرسور دوار و یک توربین استفاده می‌نمود و قادر بود توانی در حدود ۸ کیلووات تولید کند را طراحی نمود. در حدود یک سال بعد او توانست طرح خود را بهبود بخشد و توانی معادل با

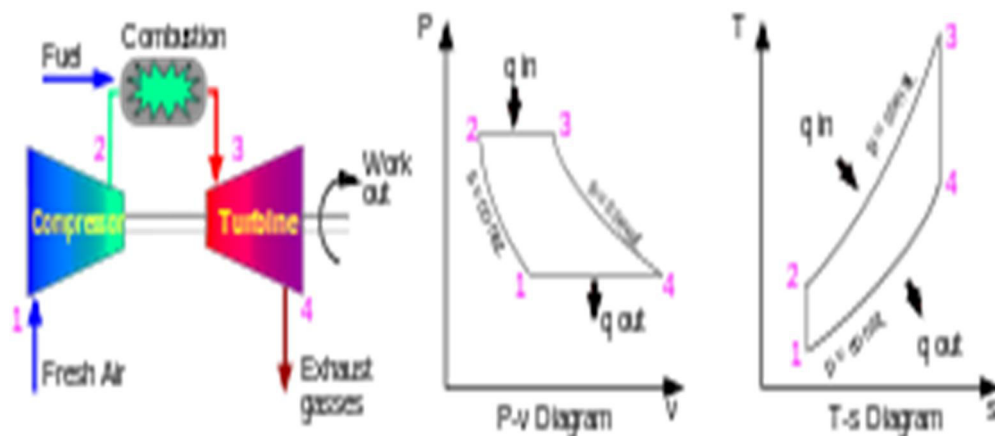
۳۳ کیلووات را توسط توربین گازی خود تولید نماید. یک توربین گازی به‌طور کلی شامل سه بخش اصلی زیر می‌باشد. (Razak, 2007)

الف) کمپرسور ب) محفظه احتراق ج) توربین

در شکل ۱-۲ نمایی کلی یک توربین گازی تک‌مرحله‌ای نشان داده شده است.



شکل ۱-۲: تصویر یک توربین گاز تک‌مرحله‌ای به همراه قسمت‌های آن سیکلی ایده‌آلی در توربین‌های گازی سیکل برایتون می‌باشد (Razak, 2007).



شکل ۲-۲: شماتیک یک توربین گازی به همراه نمودارهای دما-آنترپی و فشار-حجم (boyce M. p., 2002).

همان‌طور که در تصویر ۲-۲ نیز مشاهده می‌شود، هوا ابتدا در نقطه ۱ و از طریق دریچه ورودی به درون کمپرسور مکش یافته و با عبور هوا از میان کمپرسور فشار در انتهای آن افزایش خواهد یافت. در حالت ایده آل این فرآیند به صورت ایزنتروپیک صورت می‌پذیرد. هوای خروجی از کمپرسور با فشار زیاد نسبت به فشار هوای محیط وارد محفظه احتراق شده، در اثر ایجاد احتراق در درون محفظه احتراق دمای جریان افزایش خواهد یافت. در حالت ایده آل فرض بر آن است که فرایند احتراق در فشار ثابت صورت می‌پذیرد. پس از انجام عملی احتراق، در خروجی محفظه احتراق جریانی از گازهای فشار و دمابالا، محفظه احتراق را به سمت توربین ترک خواهند نمود.

گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق، وارد قسمت ابتدایی توربین گاز شده و در اثر عبور از توربین و تبدیل انرژی صورت گرفته در توربین، انرژی این جریان به انرژی جنبشی تبدیل شده و در نتیجه آن، توان توسط توربین تولید می‌گردد. این فرآیند نیز در حالت ایده آل به صورت ایزنتروپیک انجام می‌گردد اما در حالت واقعی به دلیل وجود بازگشت‌ناپذیری‌ها دارای انحرافات نسبت به حالت ایزنتروپیک خواهد بود. در یک نیروگاه گازی، قسمتی از توان تولیدی توسط توربین به منظور گرداندن کمپرسور استفاده می‌گردد و مابقی صرف گرداندن ژنراتور و در نتیجه تولید الکتریسیته خواهد شد. در انتهای فرآیند، گازهای گرم خروجی از توربین نیز از طریق اگزوز خارج شده و در سیکل‌های ساده به درون اتمسفر تخلیه می‌شود و در توربین‌های گازی همراه با بازیاب حرارتی در یک فشار ثابت این گازها خنک شده و از حرارت اتلافی این گازها به منظور تولید بخار و یا گرما استفاده می‌گردد. بدین ترتیب عملکرد توربین گازی تکمیل خواهد شد.

۲-۱-۱. مزایا و معایب توربین‌های گازی

توربین‌های گازی دارای مزایا و معایبی هستند. از جمله مهم‌ترین مزیت‌های این نوع توربین‌ها می‌توان به قرارگیری سریع آن‌ها در مدار تولید ظرف چند دقیقه و امکان تولید توان با توجه به نیاز شبکه از ۰ تا ۱۰۰ درصد ظرفیت ممکن و همچنین امکان کارکرد این نوع توربین‌ها با چند نوع

سوخت متفاوت مثل گاز طبیعی، گازوئیلی، نفت، گازهای حاصل از فرآوری زغال سنگ، سوخت‌ها
بالارزش حرارتی پایین و بیوماس اشاره نمود. (boyce M. p., ۲۰۰۲).

مزیت های دیگر توربین گازی عبارتند از:

- هزینه سرمایه گذاری نسبتاً پایین
- امکان تبدیل آن‌ها به سیکل ترکیبی و استفاده از حرارت‌های اتلافی از اگزوز و در نتیجه بهبود راندمان

- ایجاد آلودگی کمتر و قابلیت کنترل میزان آلاینده‌های گاز خروجی.

از جمله مهم‌ترین معایب این نوع توربین‌ها نیز می‌توان به:

- تأثیرپذیری زیاد آن‌ها نسبت به تغییرات شرایط محیطی
- بازده نسبتاً پایین آن‌ها در سیکل ساده به سبب اتلافات گازهای گرم خروجی از اگزوز توربین که البته امروزه با توجه به استفاده از توربین‌های گازی در سیکل‌های ترکیبی و سیستم‌های تولید همزمان، بازده آن‌ها افزایش یافته است.
- نیاز به تعمیر اساسی در مدت زمان کمتر نسبت به توربین‌های بخار

اشاره نمود.

۲-۱-۲. عوامل تأثیرگذار بر عملکرد توربین گازی

در هریک از حالت‌های کارکرد توربین گازی، عوامل زیادی بر عملکرد یک توربین گازی

تأثیرگذار هستند. این عوامل را می‌توان به دو بخش عمده تقسیم نمود که عبارت‌اند از:

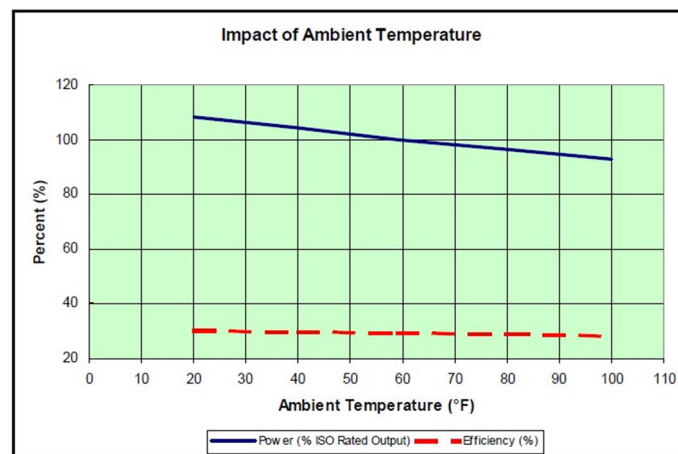
- عوامل ساختاری

- عوامل محیطی

از جمله مهم‌ترین عوامل ساختاری که به ساختمان یک توربین گازی مربوط می‌گردد می‌توان به دمای گازهای ورودی به توربین، نسبت فشار ایجادشده توسط کمپرسور و همچنین افت‌های فشار و حرارت در بخش‌های مختلف توربین اشاره نمود.

از عوامل محیطی مؤثر بر عملکرد توربین گازی نیز می‌توان به دما، فشار و رطوبت هوا اشاره نمود.

از میان عوامل فوق، تغییرات دمای هوای محیط به‌عنوان مهم‌ترین عامل تأثیرگذار بر عملکرد توربین گازی شناخته می‌شود. نمودار ۳-۲ تأثیر تغییرات دمای هوای محیط بر توان خالص تولید شده در نیروگاه و بازده کلی سیکل توربین گازی را نشان می‌دهد. همان‌طور که از نمودار ۳-۲ نیز مشخص هست، با افزایش دمای هوای محیط، توان و بازده کلی سیکل کاهش خواهند یافت.



شکل ۳-۲: تأثیر تغییرات دما بر توان تولیدشده و بازده یک توربین گازی (Arlington, 2008).

۳-۱-۲. راهکارهای بهبود عملکرد توربین گازی در حال بهره‌برداری

راهکارهای بهبود عملکرد یک توربین گازی در حالی بهره‌برداری، به‌طور عمده به دو بخش اصلی زیر تقسیم‌بندی می‌شوند.

۱- خنک کاری هوای ورودی

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور به طور عمده به کمک ۴ روش زیر قابل انجام است

- خنک کاری تبخیری هوا با استفاده از سیستم مدیا و یا سیستم فاگ
- خنک کاری تبریدی به کمک چیلر جذبی و یا چیلر تراکمی
- تلفیقی دو روش تبخیری و تبریدی
- استفاده از ذخیره کننده های انرژی

۲- تزریق هوای فشرده، آب و یا بخار

- تزریق هوای گرم، فشرده و مرطوب به درون جریان خروجی از کمپرسور
- تزریق بخار به درون جریان خروجی از کمپرسور و یا به درون محفظه احتراق
- تزریق آب به درون کمپرسور در مراحل میانی به منظور کاهش دمای هوا و افزایش در دبی جرمی جریان (boyce M. p., 2002).

از میان روش های ذکر شده، امروزه عمدتاً استقبال از روش های خنک کاری هوای ورودی به علت کم هزینه بودن و همچنین عدم نیاز به ایجاد تغییر در ساختمان کمپرسور و محفظه احتراق، رو به فزونی است. در این میان استفاده از مدل کولرآبی میسوتسنکو جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز نیز مورد توجه بسیار است.

ایجاد تغییر در ساختار اصلی یک توربین گازی و همچنین تغییر شرایط محیطی به منظور بهبود عملکرد توربین، قبل از هر چیز مطالعه دقیق، برآورد و ارزیابی نتایج فنی و اقتصادی ناشی از اجرای طرح را می طلبد.

به منظور مطالعه رفتار یک توربین گازی در اثر ایجاد تغییرات در شرایط عملکرد آن، مناسب‌ترین شیوه، استفاده از یک شبیه‌ساز عملکرد می‌باشد. برنامه شبیه‌ساز مناسب، برنامه‌ای است که در عین سادگی و کم‌هزینه بودن بتواند نتایج را با دقت مناسبی محاسبه و اعلام نماید.

۲-۱-۴. شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی

مدل‌سازی ریاضی و ترمودینامیکی سیکل توربین گازی، ابزاری بسیار قوی و سودمند جهت پیش‌بینی رفتار هریک از اجزای واحد گازی می‌باشد و به سهولت می‌توان پارامترهای اساسی مربوط به فرآیندهای صورت گرفته در سیکل را به دست آورد. شبیه‌سازی رفتار توربین گازی بر اساس مدل‌سازی اجزا و منحنی مشخصه آن‌ها و با شرط سازگاری دبی جرمی بین اجزاء صورت می‌گیرد.

برای ارزیابی عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از نقطه طراحی، روش‌های مختلفی وجود دارد که می‌توان به استفاده از منحنی‌های تصحیحی و کارکردی و استفاده از اطلاعات آماری و مدل‌سازی اشاره نمود (Razak, 2007).

۲-۱-۵. خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور

راندمان و توان تولیدی در توربین‌های گازی، مشخصاً از دمای هوای محیط تأثیر می‌پذیرند. تحقیقات نشان می‌دهند که به ازای هر ۱ درجه سانتی‌گراد افزایش در دمای هوای محیط، توان تولیدی توسط توربین گازی می‌تواند از ۵۴/۰ تا ۹/۰ درصد کاهش یابد (Ehyaei, 2011)، بنابراین خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند راه‌حلی مناسب جهت فائق آمدن بر این مشکل و افزایش توان تولیدی و راندمان در توربین‌های گازی باشد.

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور عمدتاً می‌تواند به دو روش خنک کاری تبخیری، با استفاده از سیستم مدیا و یا سیستم فاگ و خنک کاری تبریدی، با استفاده از چیلر جذبی و یا چیلر تراکمی صورت پذیرد.

۲-۲. آشنایی با سیستم‌های سرمایشی

سیستم‌های سرمایش خود به چند دسته عمده تقسیم‌بندی می‌شوند که هر یک کاربرد خاصی دارند. از جمله این سیستم‌ها می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی
- سیستم‌های خنک‌کننده جذبی
- سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری
- سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری

۲-۲-۱. سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی

سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی^۲ دارای عملکرد بسیار مناسبی هستند و رطوبتی را به هوای خروجی اضافه نمی‌کنند از این منظر استفاده از آن‌ها در مناطق شرجی و با رطوبت بالا مرسوم است. ساختمان این سیستم‌ها شامل اواپراتور، کندانسور و کمپرسور می‌باشد که مبرد در این تجهیزات حرکت می‌کند و دلیل استفاده از کمپرسور افزایش فشار بخار مبرد و آماده‌سازی آن برای تغییر فاز به مایع است.

۲-۲-۲. سیستم‌های خنک‌کننده جذبی

سیستم‌های خنک‌کننده جذبی^۳ دارای تجهیزات بیشتری نسبت به سایر سیستم‌های خنک‌کننده هستند و از انرژی حرارتی به‌عنوان منبع اصلی برای ایجاد سرمایش استفاده می‌کنند. در سیستم‌های جذبی غالباً از آب به‌عنوان مبرد استفاده می‌شود اما استفاده از مبردهای دیگری همچون لیتیم بروماید و آمونیاک در مواردی که نیازمند سرمایش بیشتری باشیم دیده شده است. در این

^۲ Vapor-compression chiller

^۳ Absorption refrigeration cycle

سیستم‌ها مبرد در اواپراتور تبخیر شده و توسط یک ماده جذب‌کننده جذب می‌شود و فشار محلول ایجادشده توسط پمپ بالا می‌رود و در پایان با دریافت حرارت از منبع حرارتی مبرد تبخیر شده و پس از عبور از کندانسور به اواپراتور باز می‌گردد.

۳-۲-۲. سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری

سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری^۴ که بر اساس تبخیر آب در هوا کار می‌کنند نیز از جمله سیستم‌های خنک‌کننده کاربردی می‌باشند که بیشتر در مناطق گرم و خشک استفاده می‌شوند. این سیستم‌ها ساده‌ترین ساختمان را در میان سیستم‌های خنک‌کننده دارا هستند و مصرف انرژی نسبتاً پایین‌تری دارند که همین موارد باعث محبوبیت آن‌ها شده است. به‌طور کلی سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری به دودسته سرمایه‌ش مستقیم^۵ و غیرمستقیم^۶ تقسیم می‌شوند که در سیستم‌های سرمایه‌ش مستقیم علاوه بر کاهش دما، رطوبت هوا نیز افزایش می‌یابد که این مورد در بسیاری مناطق از جمله مناطقی که دارای آب و هوایی با رطوبت بالا هستند مناسب نیست.

در سیستم‌های خنک‌کننده غیرمستقیم کاهش دما بدون تغییر در میزان رطوبت صورت می‌گیرد که این ویژگی باعث ایجاد جاذبه بسیار بیشتری نسبت به سیستم‌های خنک‌کننده مستقیم، شده است.

در سرمایه‌ش تبخیری غیرمستقیم بخشی از هوا وارد کانال‌های مرطوب و بخشی دیگر وارد کانال‌های خشک می‌شود. هوای ورودی به کانال مرطوب در تماس مستقیم با آب قرار دارد و با جذب گرمای نهان تبخیر آب موجود در این کانال، باعث ایجاد سرمایه‌ش شده و با تبادل حرارت با کانال خشک مجاور، باعث سرمایه‌ش هوای موجود در کانال خشک می‌شود. در حالت ایده آل هوای ورودی به کانال خشک به دمای حباب مرطوب هوای ورودی می‌رسد و هوای موجود در کانال مرطوب نهایتاً

^۴ Evaporative cooling system

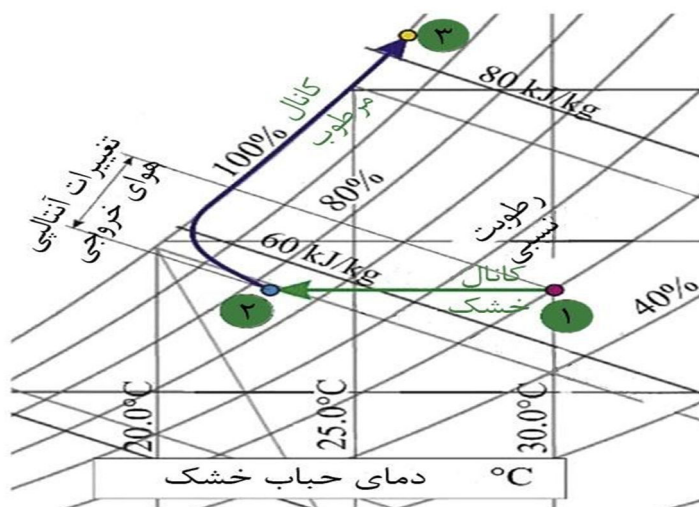
^۵ Direct evaporative cooler (DEC)

^۶ Indirect evaporative cooler (IEC)

به طور کامل اشباع می شود درحالی که آزمایش های عملی نتایج بسیار متفاوتی را نشان می دهند و نمونه های عملی تنها 50 تا 60 درصد این هدف را محقق می کنند که به این ترتیب دمای هوا به اندازه کافی کاهش نیافته و استفاده از این سیستم ها به تنهایی برای سرمایش مناسب نیست.

شخصی به نام میسوتسکو فرآیندی را پیشنهاد داد که به وسیله آن امکان کاهش دمای هوا به صورت غیرمستقیم تا نزدیکی نقطه شبنم امکان پذیر باشد اما موضوع مهم ساخت مبدلی بود که این پروسه را امکان پذیر سازد.

همان طور که بیان شد این سیستم ها توانایی کاهش دما را تا دمایی پایین تر از حباب مرطوب یعنی نقطه شبنم را دارا هستند. در شکل به صورت شماتیک پروسه طراحی شده توسط میسوتسکو را نمایش می دهد.



شکل ۲-۴: فرآیند پیشنهادی میسوتسکو برای سرمایش تبخیری غیرمستقیم

مطابق شکل ۲-۴ هوای ورودی که با عدد 1 نمایش داده شده است، مانند سایر سیستم های تبخیری غیرمستقیم وارد کانال خشک می شود اما با این تفاوت که بخشی از هوا پس از عبور از کانال خشک وارد کانال مرطوب شده و نقش سیال عامل را ایفا می کند. این پروسه باعث می شود که هوای ورودی به کانال مرطوب نسبت به سیستم های تبخیری غیرمستقیم پیشین دارای دمای پایین تری

باشد و همچنین عملکرد بهتری برای جذب گرما از کانال‌های مجاور داشته باشد و همین موضوع باعث پایین‌تر بودن دمای هوای خروجی از این سیستم‌ها می‌باشد.

هوای خروجی از کانال خشک با عدد 2 نمایش داده شده است که همین هوا وارد کانال مرطوب شده و پروسه 2 تا 3 را طی می‌کند.

تا به امروز مبدل‌های مختلفی برای عملی ساختن این پروسه پیشنهاد و ساخته شده است که در بعضی موارد راندمان مناسبی نیز به دست آمده است اما همان‌طور که بیان شد به صورت تئوری این سیستم‌ها قابلیت ایجاد سرمایش تا دمای نقطه شبنم را دارا هستند و به همین منظور تحقیقات برای عملی ساختن این فرضیه به طور کامل همچنان ادامه دارد.

پارامترهایی که در این سیستم‌های خنک‌کننده بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند شامل شکل هندسی و ابعاد مناسب برای مبدل، خصوصیات ترمودینامیکی و سیالاتی هوای ورودی، انواع مختلف جریان و چگونگی گذر جریان‌های اولیه و ثانویه از کنار یکدیگر و جنس مواد سازنده این مبدل می‌باشد؛ و برای این پارامترها پیشنهادهایی بیان شده است که هر یک نقاط ضعف و قوتی دارند و بر اساس شرایط آب و هوایی مورد نظر، سیستم پیشنهادی متفاوت خواهد بود.

۲-۲-۴. سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری

سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری از جمله سیستم‌های خنک‌کننده می‌باشند که از ترکیب یک سیستم تراکمی با یک سیستم تبخیری تشکیل می‌شوند. این سیستم‌ها قدمت زیادی نداشته و دلیل اصلی کاربرد آن‌ها کاهش توان مصرفی سیستم‌های تراکمی است.

۲-۳. آشنایی با کولرهای بر پایه سیکل میسوتسنکو

این کولرها بر اساس سیکل ترمودینامیکی جدیدی که توسط دکتر والری میسوتسنکو ابداع شده است و موسوم به *M-cycle* می باشد، کار می کنند (ولی، ۱۳۸۸). سیکل میسوتسنکو یا *M-cycle* انقلاب جدیدی در ترمودینامیک می باشد. فرآیند *M-cycle* از نظر ترمودینامیکی به هوای اتم سفر اجازه می دهد بدون افزایش رطوبت نه تنها تا دمای حباب مرطوب بلکه تا دمای نقطه شبنم خنک شود.

طراحی این سیکل به گونه ای است که بتوان انرژی بیشتری از هوای اتمسفر ورودی دریافت کرد؛ که این مهم با استفاده از گرمای نهان تبخیر آب در یک مبدل مناسب قابل دستیابی است.

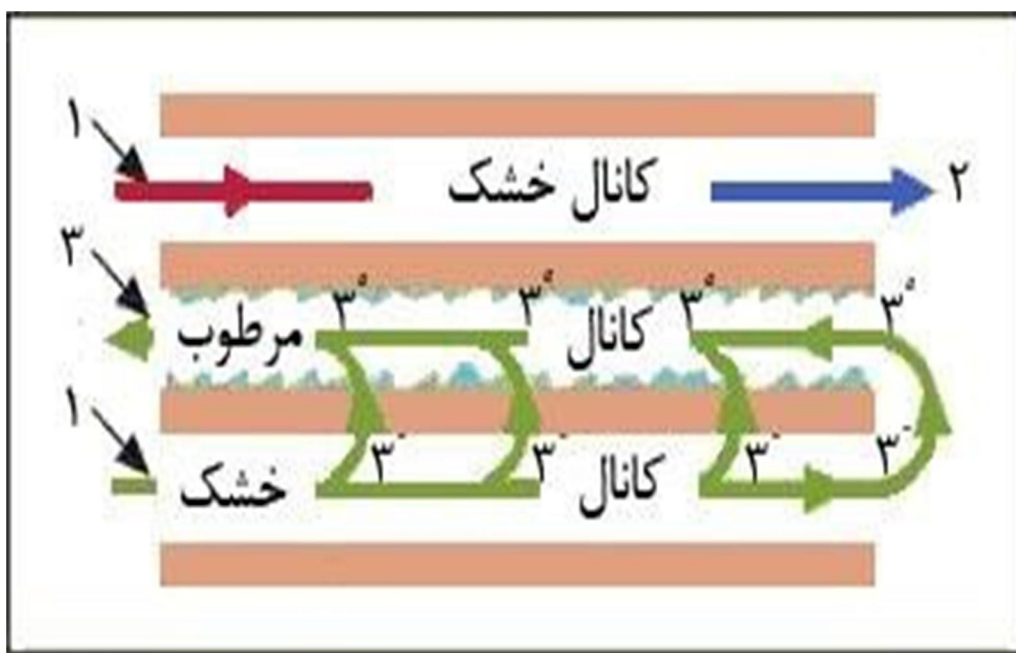
یکی از اولین مبدل های پیشنهادی را در شکل ۲-۵ مشاهده می کنید. مطابق نمودار رطوبت سنجی نشان داده شده در شکل ۲-۶ هوای ورودی و سیال عامل هر دو دارای شرایط یکسان هستند که در نمودار با عدد 1 نمایش داده شده است. هوای ورودی و سیال عامل در ابتدا هر دو وارد کانال خشک می شوند و کانالی که مربوط به سیال عامل است، دارای سوراخ هایی برای انتقال هوا به کانال مرطوب است. هوای ورودی با عبور از کانال خشک مقداری کاهش دما می دهد و بخشی از آن به واسطه سوراخ ها به کانال مرطوب منتقل شده و به سیال عامل تبدیل می شوند و نتیجه این حرکت در کانال خشک رسیدن به نقطه 3' است.

همان طور که در نمودار مشخص است، نقطه 3' نقطه ای متغیر است که مکان آن به محل سوراخ بستگی دارد، به طوری که هوای رسیده به انتهای کانال خشک دمایی تقریباً برابر با دمای نقطه شبنم هوای ورودی را داراست که این بخش نیز به کانال مرطوب وارد شده و نقش سیال عامل را ایفا می کند.

به این ترتیب سیال عامل دمای پایینی را خواهد داشت و قابلیت جذب حرارت بیشتری را از دو کانال مجاور خود (کانال خشک حامل سیال عامل و کانال خشک حامل هوای خروجی) رادار است.

سیال عامل در کانال مرطوب اشباع می‌شود که این فرآیند سیال عامل را به نقطه $3''$ می‌رساند که مکان این نقطه نیز به مکان نقطه $3'$ وابسته است. فرآیند نهایی که سیال عامل طی می‌کند، فرآیند $3''$ به 3 است که در این فرآیند سیال عامل با دو کانال مجاور تبادل حرارت کرده و دمای هوا افزایش می‌یابد. در نهایت سیال عامل که گرم و مرطوب شده است در نقطه 3 به اتمسفر تخلیه می‌شود.

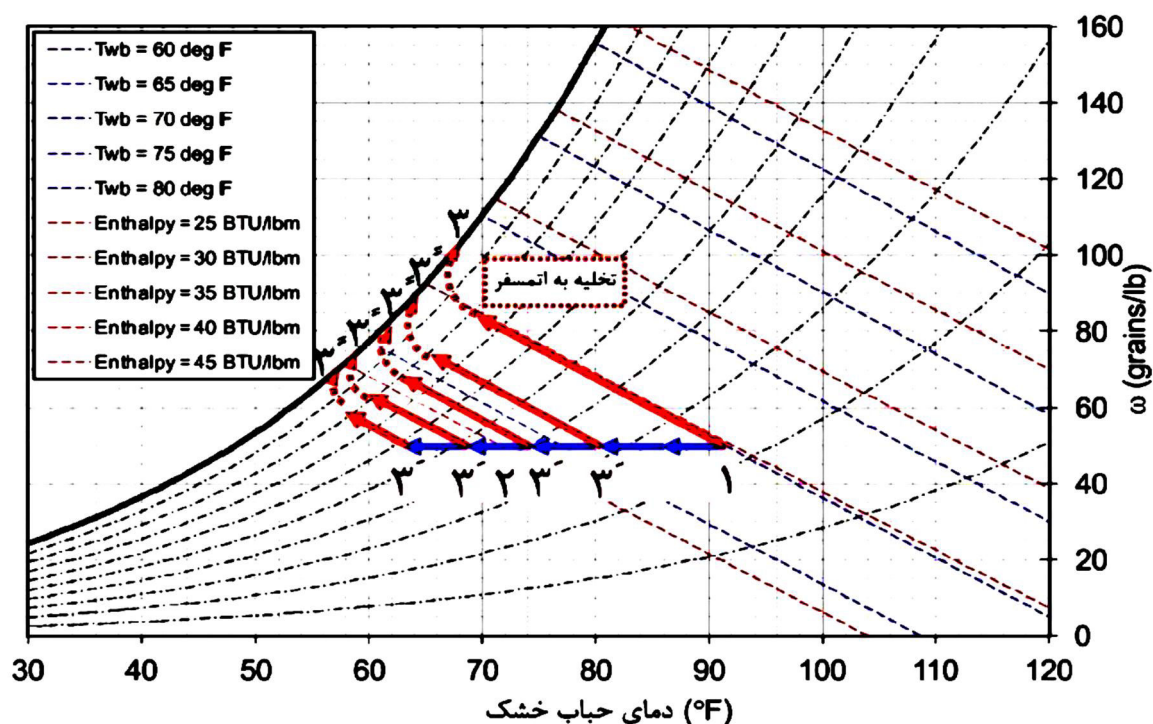
در طول تمام مراحل بالا، هوای خروجی از کولر که به منظور ایجاد سرمایش آماده‌سازی می‌شود فرآیند 1 به 2 را طی می‌کند. با توجه به قابلیت رسیدن به دمای نقطه شبنم در این مبدل‌ها، سیستم‌هایی که از سیکل میسوتسنکو برای سرمایش استفاده می‌کنند را سیستم‌های سرمایشی تبخیری نقطه شبنم^۷ می‌نامند.



شکل ۲-۵: شماتیک کارکرد سیستم میسوتسنکو

^۷ Dew point evaporative cooler

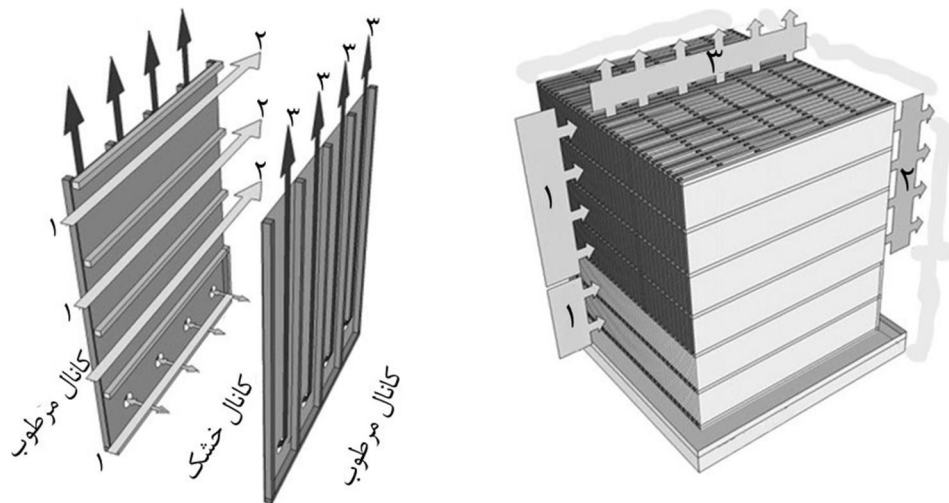
نمودار سایکرومتریک



شکل ۲-۶: نمودار رطوبت سنجی مربوط به فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو

برای ساده‌سازی فرآیند ساخت این دسته از کولرها، مبدل را با تغییر کوچکی نسبت به جریان بیان‌شده در بالا، می‌سازند. به این ترتیب که به جای جریان مخالف نشان داده‌شده در بالا، از جریان عمود استفاده می‌کنند که در شکل ۲-۷ نمایش داده‌شده است. بخشی از سطح دیواره کانال خشک را برای گذر سیال عامل و بخش دیگر را برای گذر هوای محصول در نظر می‌گیرند. در ابتدا سیال عامل و هوای محصول وارد کانال‌های خشک می‌شوند که این کانال‌ها در مجاورت یکدیگر و در طول صفحه خشک قرار دارند. در بخش گذرنده‌ی سیال عامل، تعدادی سوراخ وجود دارد که از هریک از این سوراخ‌ها بخشی از سیال عامل وارد بخش مرطوب می‌شود که این چیدمان باعث توزیع یکنواخت‌تر جریان هوا در کانال مرطوب می‌شود و در کانال مرطوب هدایت‌کننده‌های جریان، جریان هوا را به صورت عمود بر جریان عبوری از کانال خشک، هدایت می‌کنند. به این ترتیب سیال عامل در ابتدا در کانال خشک، خنک شده و سپس با ورود به بخش مرطوب با جذب رطوبت و حرارت از آب و هوای عبوری از کانال‌های مجاور گرم و مرطوب می‌شود و

در پایان از بخش بالایی مبدل به اتم سفر تخلیه می‌شود اما هوای محصول در تمام‌مسیر خود؛ با سیال عامل کانال مجاور در ارتباط بوده و با از دست دادن حرارت خود، بدون افزایش رطوبت خنک می‌شود.



شکل ۷-۲: نمونه مبدل حرارتی - جرمی ۸ با جریان عمود ۱) هوای ورودی که شرایط اتمسفر را دارد و شامل جریان اولیه و ثانویه می‌شود ۲) هوای خشک و خنک خروجی که به فضای تهویه شده می‌رود ۳) هوای گرم و مرطوب خروجی که به اتمسفر تخلیه می‌شود.

۴-۲. استفاده از سیستم خشک‌کن

راندمان حرارتی توربین گازی وابستگی قابل‌توجهی به شرایط آب و هوایی دارد. خنک‌کننده تبخیری معمولاً در این شرایط استفاده می‌شود همان‌طور که روش خنک‌کننده هوای ورودی در آب‌وهوای گرم و خشک با افزایش رطوبت جوی به‌طور قابل‌توجهی عملکرد آن را کاهش خواهد داد. استفاده از خشک‌کن‌ها در هوای رطوبتی اثر خنک‌کننده تبخیری ورودی را بالا خواهد برد. علاوه بر این، کولر میسوتسنکو را می‌توان در خنک‌کننده هوای ورودی توربین گاز به‌جای انواع کولرهای آبی جایگزین کرد. در این پایان‌نامه چهار سیستم خنک‌کننده هوای ورودی مختلف با به‌کارگیری انرژی حرارتی پس‌مانده توربین به تقویت قدرت توربین گاز در آب‌وهوای گرم و مرطوب به‌رگان ارائه شده است.

^a Heat-Mass ex (HMX)

عملکرد خشک‌کن بر اساس تفاوت فشار بخار بین هوا و سطح خشک‌کن می‌باشد که آن‌ها را برای حذف کردن بخار آب از هوا قادر می‌سازد. در اصل، قابلیت خشک‌کن از حذف رطوبت با فشار بخار سطح باقی‌مانده بیشتر از فشار هوا مهار می‌شود؛ بنابراین، مواد خشک‌کن برای بازسازی مورد نیاز است پس‌ازاینکه به حداکثر ظرفیت خود می‌رسد. بازسازی با حرارت دادن مواد خشک‌کن برای افزایش فشار بخار بر روی سطح آن فراتر از فشار هوا اطراف آن انجام می‌شود. درجه حرارت پایین خشک‌کن را قادر می‌سازد تا از منابع کم انرژی مانند انرژی خورشیدی برای اهداف بازسازی استفاده کند. سیستم بازیافت حرارت موجود در گازهای خروجی توربین گاز یکی دیگر از منابع ممکن از انرژی برای برنامه‌های خشک‌کن می‌باشد.

خشک‌کن‌ها به دودسته اصلی (Johnson, ۱۹۸۸) از جمله خشک‌کن جامد و مایع طبقه‌بندی می‌شوند. مواد معمولاً در خشک‌کن‌های جامد مانند ژل سیلیکا، سیلیکات آلومینیوم (آلومینا) و زئولیت استفاده می‌شوند. علاوه بر این، پیشرفت در فناوری تولیدکنندگان را قادر به استفاده از مواد کامپوزیت در خشک‌کن‌های جامد می‌کند که مشخصه جذب رطوبت را بهبود بخشیده و درجه حرارت بازسازی مورد نیاز کاهش می‌یابد. یکی از اشکالات خشک‌کن جامد افت فشار در عبور هوا از میان آن می‌باشد. با این حال، خشک‌کن جامد در مقایسه با خشک‌کن مایع بیشتر به کار گرفته می‌شوند. انواع متداول از خشک‌کن جامد را می‌توان خشک‌کن جامد چرخ ثابت و یا دوار نام برد. سایر اشکال خشک‌کن جامد نیز، خشک‌کن جامد با بستر جریان متقاطع و کمربندی به شمار می‌روند. علاوه بر این، خشک‌کن دوار می‌تواند به‌طور مداوم کار کرده و کمتر مستعد به خوردگی باشد. از سوی دیگر، خشک‌کن مایع به‌طور عمده از کلرید لیتیوم و یا کلرید کلسیم به‌عنوان جاذب استفاده می‌کند. نقطه‌ضعف اصلی خشک‌کن مایع این است که آن‌ها از طریق جریان هوا در طول رطوبت و بازسازی انجام می‌شوند. با این حال، ظرفیت حذف رطوبت بیش از خشک‌کن‌های جامد به شمار می‌رود. علاوه بر این، خشک‌کن مایع دمای بازسازی پایین در طیف وسیعی از ۴۰ تا ۷۰ درجه دارد.

فصل سوم

مروری بر کارهای گذشته

۳-۱. مروری بر تحقیقات توربین‌های گازی

در سال‌های اخیر کارهای زیادی به‌منظور شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی انجام شده است که از جمله این کارها می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

کیم و همکارانش رفتار توربین گاز را در حالت انتقال و همچنین نیمه بار مورد ارزیابی قرار دادند. ایشان به بررسی رفتار توربین گاز پرداختند و به کمک ارائه یک مدل دینامیک و بهره‌گیری از روابط ترمودینامیکی، حل عددی روابط و توجه به تأثیر تغییر زاویه پره‌های دریچه ورودی هوا به درون کمپرسور، عملکرد توربین گازی را شبیه‌سازی نمودند. در مدل ایشان از روابط دینامیکی و ترمودینامیکی جزء به جزء استفاده شده است (Kim J. , 2001).

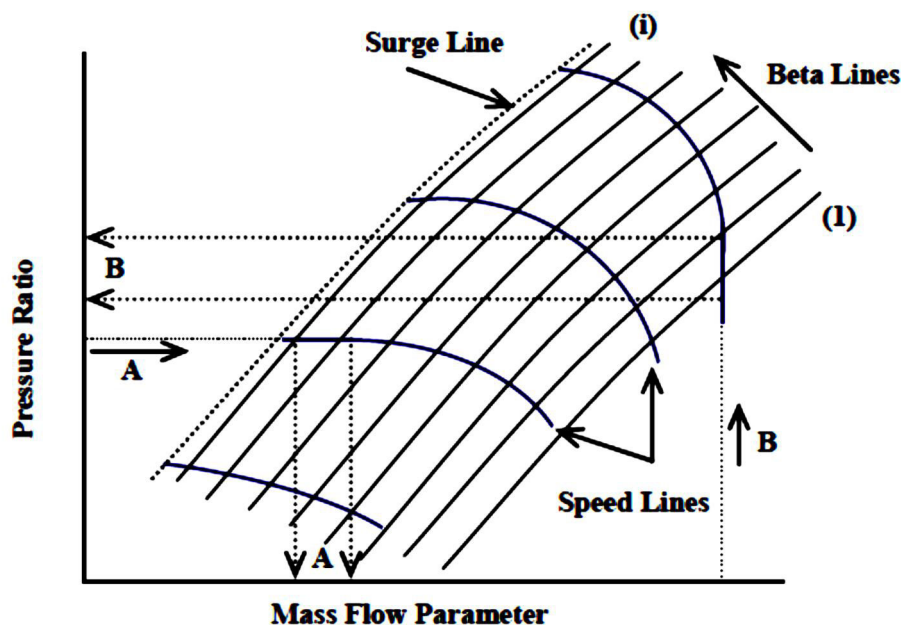
الحمدان و ابید در مقاله خود با عنوان شبیه‌سازی توربین‌های گازی تولید توان، عملکرد توربین گازی را شبیه‌سازی نمودند (Al-Hamdan, 2006). ایشان در مدل خود با توجه به منحنی مشخصه کمپرسور و توربین، معرفی خطوط معروف به خطوط بتا و همچنین استفاده از پارامترهای ترمودینامیکی و پارامترهای بی‌بعد، به شبیه‌سازی عملکرد توربین، کمپرسور، محفظه احتراق در یک توربین گازی پرداختند و توانستند با دقت مناسبی پارامترهای اساسی سیکل توربین گازی با کمپرسور شعاعی را به دست آورند.

ایشان بدین منظور ابتدا به کمک یک برنامه کامپیوتری، اطلاعات مربوطه به نسبت فشار تولیدشده در کمپرسور و یا توربین و همچنین پارامترهای بی‌بعد را از روی منحنی مشخصه کمپرسور و توربین با استفاده از یک شیوه جدید به نام خطوط بتا جمع‌آوری نموده و به‌صورت جدولی ذخیره نمودند. در مراحل بعدی به کمک این اطلاعات پارامترهای اساسی در کمپرسور و توربین محاسبه شده و به کمک بالانسی انرژی در نقاط مختلف سیکلی، عملکرد توربین به‌طور کامل شبیه‌سازی می‌گردد. حاجی دولو و حمیدی نیز در مقاله خود با عنوان شبیه‌سازی عملکرد توربوژنراتورهای گازی جریان محوری از شیوه اشاره شده در مقاله الحمدان و ابید استفاده نموده‌اند (ولی، ۱۳۸۸)، با این تفاوت که

ایشان از شیوه مذکور و معرفی خطوط بتا و جداول مربوطه، برای شبیه‌سازی توربین گازی مدل PG 917 IE با کمپرسور محوری استفاده نموده‌اند و برنامه‌ای با عنوان SGTP تحت نرم‌افزار MATLAB، جهت شبیه‌سازی توربین گازی تدوین نموده‌اند.

منظور از خطوط بتا خطوطی است که به موازات خط سرج ترسیم می‌گردد و با فواصل مساوی کلی منحنی مشخصه را تحت پوشش قرار می‌دهند. این خطوط هر منحنی را تنها در یک نقطه قطع می‌نمایند لذا تمام مقادیری که به دست می‌آید منحصر به فرد بوده و در مراحل بعدی استفاده از آن امکان‌پذیر خواهد بود.

در شکل ۳-۱ نمونه‌ای از خطوط بتا ترسیم‌شده در منحنی مشخصه کمپرسور نشان داده شده است.



شکل ۳-۱: منحنی مشخصه کمپرسور، خطوط بتا (ولی، ۱۳۸۸).

بدین ترتیب مقادیر به دست آمده از خطوط بتا در جداول مشخصی ذخیره شده و در مراحل بعدی از آن‌ها استفاده خواهد شد.

در شکل ۲-۲ نمونه‌ای از جدول ثبت مقادیر به دست آمده از خطوط بتا نشان داده شده است.

		BETA Line (β_{line}) $\longrightarrow$				
		β_{line_1}	β_{line_2}	β_{line_3}	β_{line_4}	β_{line_i}
Speed Parameter (N_{Dim}) $\downarrow$	N_{Dim_1}					
	N_{Dim_2}		Equivalent Pressure Ratio Parameter (P_{02}/P_{01}) $\downarrow$ $\longrightarrow$			
	N_{Dim_3}					
	N_{Dim_4}					
	N_{Dim_i}					

شکل ۲-۳: مقادیر منحنی مشخصه (نسبت فشار در برابر پارامتر سرعت) (Al-Hamdan, 2006).

آقایان کیم و هوانگ، در مقاله خود به بررسی عملکرد یک توربین گاز به همراه بازیاب در حالت نیمه بار، با در نظر گرفتن و مقایسه مکانیزم‌های مختلف جهت کنترل توربین در حالت نیمه بار پرداختند (Kim T. ... ۲۰۰۶). ایشان در مقاله خود با توجه به منحنی عملکرد کمپرسور و توربین و پارامترهای به کاررفته جهت ارتباط میان مقادیر نامی و مقادیر واقعی و همچنین با استفاده از نرم افزار GaSTurb عملکرد توربین را شبیه سازی نموده و بازدهی سیکل را با توجه به استراتژی‌های مختلف جهت کنترل توربین در حالت نیمه بار را باهم مقایسه نمودند.

در زمینه‌ی ارائه برنامه کامپیوتری جهت شبیه سازی عملکرد یک توربین گازی نیز می توان به تحقیقات لی و همکارانش اشاره نمود (Lee, ۲۰۱۱). ایشان در مقاله خود به ارائه یک برنامه کامپیوتری جهت آنالیز عملکرد توربین گازی پرداخته اند. ایشان توانستند با استفاده از مدل دینامیکی بکار گیری روابط بالانسی جرم و انرژی در تجهیزات، برنامه‌ای کامپیوتری جهت شبیه سازی عملکرد توربین گازی تدوین نمایند که بتواند عملکرد توربین گازی را در شرایط خارج طرح شبیه سازی نماید. در مدل ایشان توربین و کمپرسور به صورت چند حجم کنترل و سایر تجهیزات به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده اند. ایشان با در نظر گرفتن تراکم مرحله‌ای با فرضی مشخصی بودن بازده و نسبت فشار در

هر مرحله، توانستند عملکرد کمپرسور را شبیه‌سازی نمایند. مدل اصلی ارائه‌شده در این گزارشی مشابه مدل ارائه‌شده در تحقیق کیم و همکارانش می‌باشد که پیش‌از این بدان اشاره شد.

در اکثر مدل‌های ارائه‌شده جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی، نیاز به استفاده از منحنی‌های مشخصه توربین و استفاده از روش‌های استخراج اطلاعات از این منحنی‌ها می‌باشد که متأسفانه در اکثر موارد این منحنی‌ها یا در دسترس نمی‌باشد و یا استفاده از آن‌ها بسیار زمان‌گیر است. نرم‌افزارهای زیادی امروزه وجود دارند که جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی بکار می‌روند که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به دو نرم‌افزار Gasturb و Thermof پایین اشاره نمود.

این نرم‌افزارها معمولاً در پایگاه داده خود از منحنی مشخصه توربین‌های مختلف و برنامه‌ای که بتواند اطلاعات مربوط به این منحنی‌ها را استخراج نماید استفاده می‌نمایند.

از مشکلات عمده در استفاده از این نرم‌افزارها می‌توان به دو مورد اصلی زیر اشاره نمود:

- قیمت بالای نرم‌افزارهای شبیه‌ساز
- محدود بودن پایگاه داده در آن‌ها، به گونه‌ای که در اغلب موارد امکان شبیه‌سازی برخی از توربین‌های موجود در بازار با این نرم‌افزارها میسر نمی‌باشد.

یکی از جدیدترین مدل‌های پیشنهادی جهت بررسی عملکرد توربین گازی در شرایط نیمه بار، مدل اشاره‌شده در گزارش وبر می‌باشد (Weber, 2011). وبر در گزارش خود با توجه به روابط ترمودینامیکی، بالانسی جرم و انرژی در نقاط مختلف سیکل و در نظر گرفتن افت فشار و دما و همچنین بررسی تأثیر میزان باز بودن دریچه هوا بر تغییر دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و در نتیجه حل عددی روابط به ارائه مدل جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی در حالت خارج طرح و همچنین نیمه بار پرداخت. در گزارش وبر به مکانیزم کنترل دور و بار توربین توجه ویژه‌ای شده است و چنانچه اطلاعات مربوط به منحنی مشخصه توربین نیز در اختیار نباشد با استفاده از این مدل امکان

شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی در سطوح بار مختلف و تنها با در نظر گرفتن یکسری فرضیات کلی، با دقت مناسبی میسر خواهد بود.

۲-۳. تحقیقات صورت گرفته روی سیستم های خنک کاری هوای

ورودی به توربین

خنک کاری تبخیری با استفاده از سیستم مدیا در توربین‌های گازی صنعتی، در سال ۱۹۸۸ توسط جانسون تشریح گردید (Johnson, 1988). در این سیستم از بلوک‌های مدیا که از رشته‌های چوبی و به شکل موج‌دار ساخته شده‌اند استفاده می‌شود. با عبور هوای گرم محیط از میان بلوک‌های خیس شده و تبخیر قطرات آب، دمای جریان هوا طی یک پروسه آنتالپی ثابت کاهش یافته و در نتیجه این فرآیند، هوا با دمایی نزدیک به دمای حباب‌تر و تقریباً به صورت اشباع وارد کمپرسور می‌گردد (Abdulrahman, 2010).

حسینی و همکارانشان در گزارش خود به بررسی به کارگیری سیستم مدیا در نیروگاه سیکل ترکیبی فارسی پرداختند. ایشان در گزارش خود نشان دادند چنانچه در نیروگاه سیکل ترکیبی فارسی، در شرایط دمای هوای ۳۸ درجه سانتی‌گراد و رطوبت ۸ درصد، از سیستم مدیا جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده شود، توان تولیدی نیروگاه تا ۱۱ مگاوات قابل افزایش است. ایشان همچنین بازگشت سرمایه برای این سیستم را در حدود ۴ سال اعلام نمودند (Hosseini, 2007).

نوع دیگری از سیستم خنک کاری تبخیری، سیستم فاگ می‌باشد که در آن با ایجاد قطرات ریز آب توسط پمپ‌ها و نازل‌های مخصوص فشار بالا و تزریق به درون جریان هوا و در نتیجه تبخیر قطرات آب در جریان ورودی به کمپرسور، دمای هوا کاهش می‌یابد. جریان هوا پس از خروج از سیستم به حالت اشباع و با دمایی بسیار نزدیک به دمای حباب‌تر هوا در فشار محیط، وارد کمپرسور می‌گردد (Abdulrahman, 2010).

مطالعه به‌منظور بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ در توربین‌های گازی به‌منظور بهبود عملکرد و افزایش توان از سال‌ها پیش شروع شده است.

آقایان ویلکوکس و تروت در سال ۱۹۵۱ از تزریق آب به درون جریان هوای ورودی به کمپرسور به‌منظور خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده نمودند (Wilcox, 1951).

در سال ۱۹۶۰ نیز آقایان جونز و هاوکینز به‌منظور کاهش توان مصرفی در کمپرسور در طول عمل متراکم سازی جریان هوا، از اسپری آب به درون کمپرسور استفاده نمودند (Jones, 1960).

چاکر و همکارانش بر روی سیستم فاگ و به‌کارگیری آن در درون داکت هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از روش‌های عددی و CFD مطالعاتی را انجام داده و تأثیر به‌کارگیری این سیستم را در تغییر پارامترهای عملکردی توربین گازی شرح دادند (Chaker, 2002).

بهارگاو و هومجی مهر نیز تغییرات در پارامترهای اساسی عملکرد توربین گازی نظیر دمای هوای ورودی به کمپرسور، دمای گازهای خروجی از اگزوز، توان خالصی تولیدی، نرخ حرارت و بازده کلی سیکل را پس از به‌کارگیری سیستم فاگ و همچنین تراکم مرطوب در یک توربین گازی مدل PG917 را مورد مطالعه قرار دادند (Bhargava, 2002).

در کشور ایران نیز مطالعات زیادی به خصوص در سال‌های اخیر در زمینه‌ی به‌کارگیری سیستم فاگ در نیروگاه‌های گازی صورت گرفته که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به کارهای زیر اشاره نمود.

بهداشتی و همکارانش، افزایش ظرفیت در واحد گازی نیروگاه زاهدان را با استفاده از سیستم فاگ مورد مطالعه قرار دادند. ایشان در نتایج خود اعلام نمودند که با به‌کارگیری این سیستم در نیروگاه مذکور در سه واحد گازی مجموعاً ۱۰ مگاوات بر توان تولیدی نیروگاه افزوده خواهد شد. ایشان همچنین بازگشت سرمایه ساده برای این سیستم را حدود ۴ سالی محاسبه نمودند، البته با احتساب اینکه این سیستم تنها ۵ ماه از سال در این نیروگاه بکار گرفته می‌شود. ایشان در گزارش خود هزینه

سیستم فاگ به همراه تصفیه‌خانه موردنیاز را ۶۵۰ هزار ریال و این هزینه را بدون در نظر گرفتن هزینه تصفیه‌خانه ۳۰۰ هزار ریال به ازای هر کیلووات توان افزوده‌شده با به‌کارگیری سیستم فاگ در نظر گرفتند (بهداشتی، ۲۰۰۶).

ابراهیمی و امامی نیز در مطالعه خود چند راهکار جهت بهبود عملکرد در نیروگاه گازی قم را مورد مطالعه قرار دادند و در نهایت با توجه به ارزیابی‌های فنی و اقتصادی صورت گرفته توسط ایشان، سیستم فاگ به‌عنوان سیستم مناسب تشخیص داده شد. ایشان همچنین اعلام نمودند چنانچه از این سیستم به مدت ۶ ماه از سال و در هر روز به مدت ۶ ساعت در نیروگاه مذکور استفاده شود، سالانه ۱۶۷۴۰ مگاوات ساعت الکتریسیته بیشتر تولیدشده و بازگشت ساده سرمایه را نیز ۶/۱ سال اعلام نمودند. ایشان در محاسبات خود هزینه اولیه مربوط به به‌کارگیری سیستم فاگ را حدوداً ۵۰۰ هزار ریال به ازای هر کیلووات توان اضافی تولیدشده در نظر گرفتند (حمید، ۱۳۸۹).

مقصودی و همکارانش در گزارش خود نشان دادند که با استفاده از به‌کارگیری سیستم فاگ در نیروگاه سیکل ترکیبی شهید رجایی قزوین به مدت ۸ ساعت در روز و در فصول گرم سالی، ۱۰ درصد بر میزان توان تولیدی نیروگاه افزوده خواهد شد. ایشان با در نظر گرفتن هزینه سرمایه‌گذاری به میزان ۴۵/۵۰ دلار به ازای هر کیلووات توان اضافی تولیدشده توسط توربین با استفاده از سیستم فاگ، بازگشت ساده سرمایه را ۳ سال اعلام نمودند (مقصودی مهربان کریم، محمودی جزه، ۱۳۹۰).

سپهر صنایع و تهانی بهبود عملکرد توربین گازی با استفاده از سیستم خنک کاری فاگ و اسپری تا ۲ درصد آب اضافی به درون کمپرسور و تراکم مرطوب را به‌منظور بهبود عملکرد توربین گازی مورد مطالعه قرار دادند. ایشان با مطالعات عددی بر روی چند مدل مختلف نشان دادند که با استفاده از این سیستم خنک کاری، در عملکرد توربین گازی بهبود حاصل خواهد شد (Sanaye.Sepehr، ۲۰۱۰).

احیایی و همکارانش در مقاله خود به‌طور همزمان سه آنالیز اگزرژی، اقتصادی و کاهش میزان آلودگی محیط‌زیست در اثر به‌کارگیری سیستم خنک کاری فاگ در نیروگاه گازی را مورد بررسی

قراردادند (Ehyaei, 2011). ایشان در این گزارش با استفاده از روابط ترمودینامیکی، بالانسی جرم و انرژی و همچنین استفاده از قانون دوم ترمودینامیک نشان دادند که با استفاده از سیستم فاگ در یک نیروگاه گازی، علاوه بر آنکه بازده قانون اول ترمودینامیک افزایش خواهد یافت، تخریب انرژی نیز کاهش یافته و در نتیجه بازده قانون دوم ترمودینامیک نیز افزایش یافته و از میزان آلاینده‌های منتشره از آگروز توربین به اتمسفر نیز کاسته خواهد شد.

یکی دیگر از روش‌های بهبود عملکرد در نیروگاه‌های گازی، به کارگیری سیستم خنک کاری جذبی به منظور کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد.

مطالعات زیادی در زمینه‌ی به کارگیری این سیستم در نیروگاه‌های گازی انجام شده است.

عامری و حجازی به کارگیری سیستم خنک کاری جذبی در نیروگاه گازی چابهار را مورد ارزیابی قرار دادند. ایشان در ارزیابی خود اعلام نمودند که با به کارگیری این سیستم در نیروگاه زاهدان، امکان افزایش توان به میزان ۳/۱۱ درصد نسبت به حالت قبلی وجود خواهد داشت؛ و زمان بازگشت سرمایه بعد از اجرای این پروژه ۲/۴ سال خواهد بود (Ameri.Hejazi, 2004).

بوناسا و همکارانش در مقاله خود نشان دادند که با استفاده از سیستم خنک کاری جذبی به منظور خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در یک نیروگاه سیکلی ترکیبی در تایلند، توان تولیدی توربین گازی، سالانه ۲۴/۱۰ درصد و توان تولیدی کلی سیکل ترکیبی نیز ۲۴/۶ درصد سالانه افزایش خواهد یافت. ایشان بازگشت سرمایه را پس از به کارگیری این سیستم، ۸/۳ سال اعلام نمودند (Boonnasaa, 2006).

پوپلی و همکارانش، به کارگیری حرارت‌های اتلافی از آگروز توربین گاز را به منظور استفاده در چیلر جذبی و خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، به طور کامل مورد بررسی قرار دادند (Popli, 2013).

در این زمینه، مطالعات زیادی نیز در ایران انجام شده است. عامری و همکارانش، به بررسی به کارگیری سیستم خنک کاری جذبی به منظور افزایش توان در نیروگاه گازی کیش و بر روی دو نوع توربین Frame5 و Frame6 مطالعه نمودند. ایشان بیان نمودند که با به کارگیری این سیستم خنک کاری، در نیروگاه مذکور توان به میزان ۱۴ درصد افزایش خواهد یافت. ایشان زمان بازگشت سرمایه برای این پروژه را ۴ سال اعلام نمودند. همچنین در این گزارش هزینه بکارگیری سیستم جذبی برای هر کیلووات توان افزایش یافته، ۱۷۵ دلار محاسبه گردیده است. ایشان این روش را در مقایسه با خرید یک واحد توربین گازی جدید با صرفه تر تشخیص دادند (عامری. محمد).

فرزانه گرد و دیمی نیز در مقاله خود به بررسی و مقایسه دو سیستم خنک کاری جذبی و فاگ به منظور کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به منظور بهبود عملکرد توربین گازی پالایشگاه خان گیران پرداختند (دیمی. فرزانه گرد، ۱۳۸۸). دوس سانتوز و همکارانش در مقاله خود با عنوان مقایسه شیوه های مختلف خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی (dos.santo, 2016)، به بررسی و مقایسه به کارگیری دو شیوه خنک کاری تبخیری و تبریدی در یک نیروگاه گازی پرداخته اند.

ایشان در مقاله خود ابتدا به کمک روابط ترمودینامیکی، توربین گازی و هریک از سیستم های خنک کاری یادشده را مدل نموده و سپس به بررسی نتایج حاصل از به کارگیری هر سیستم پرداخته اند. در عمده مقالات مورد مطالعه، خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور و تأثیر آن بر عملکرد توربین گازی در شرایط تمام بار مورد مطالعه قرار گرفته است. این در حالی است که توربین های گازی در بسیاری از موارد به صورت نیمه بار نیز مورد استفاده قرار می گیرند و بررسی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور و تأثیر آن بر عملکرد توربین در این حالت می تواند مؤثر باشد.

۳-۳. تحقیقات صورت گرفته در مورد سیستم های خنک کننده تبخیری

تحقیقات زیادی در زمینه ی مبدل حرارتی-جرمی که سیکل میسوتسنکو را عملی می سازد، انجام شده است تا بتوان تأثیر پارامترهای مختلف را بر عملکرد آن ها به دست آورد. پارامترهایی

همچون انواع الگوهای جریان، شکل هندسی بهینه برای مبدل، شرایط بهینه برای عملکرد کولر، ظرفیت سرمایشی کولر، راندمان انرژی و میزان کاهش مصرف انرژی که به واسطه استفاده از این کولرها حاصل می‌شود. در ادامه به‌طور مختصر شرحی از این تحقیقات آمده است.

در سال 1997 تالسیداسانی^۹ و همکاران (Tulsidasani T. R., 1997) تأثیر سرعت جریان اولیه و ثانویه را بر پارامترهای افت فشار، مصرف انرژی و ضریب عملکرد یک مبدل لوله‌ای را مورد بررسی قرار دادند. این تحقیق به صورت تئوری و عملی انجام شد. نتایج به دست آمده بیانگر آن است که ماکزیمم مقدار ضریب عملکرد قابل دستیابی در این دسته از کولرها 22 است. شرایط کارکرد این کولر در این تحقیق به این ترتیب بوده است، سرعت جریان هوای اولیه 3/5 m/s، سرعت جریان هوای ثانویه 3 m/s و میزان کاهش دما 10/4 °C می‌باشد. این تحقیق بیان می‌کند که ضریب عملکرد این کولرها با کاهش سرعت هوای ثانویه افزایش می‌یابد اما تغییر محسوسی در میزان ظرفیت سرمایش نخواهد داشت.

در بخش دوم مقاله یادشده، تالسیداسانی و همکاران (Tulsidasani T. R., 1997) کارکرد کولرهای تبخیری غیرمستقیم در سه ساختمان با شرایط آب و هوایی متفاوت که شامل گرم و خشک، گرم و مرطوب و هوایی با رطوبت نه‌چندان بالا را در هندوستان بررسی کردند. در این تحقیق در ابتدا عوامل ایجادکننده شرایط نامطلوب در داخل ساختمان را بررسی کرده و لیستی از آنها تهیه کردند. سپس به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف سیستم‌های سرمایشی تبخیری غیرمستقیم بر این موارد پرداختند. نتیجه حاصل، عملکرد مناسب این دسته از سیستم‌های سرمایشی در شرایط آب‌وهوایی با رطوبت نه‌چندان بالا بود.

^۹ Tulsidasani

بروکس^{۱۰} و فیلد^{۱۱} (Brooks, 2003) یک کولر تبخیری غیرمستقیم با جریان عمود را ابداع کردند. برای ساخت این نمونه از صفحات موج‌دار پلاستیکی استفاده شد که به‌طور عمودی پشت سرهم قرار می‌گرفتند و کانال‌های مربوط به جریان ثانویه و اولیه را ایجاد می‌کردند. راندمان نمونه اولیه ساخته‌شده مناسب نبوده و دلایل بیان‌شده برای آن؛ توزیع آب نامناسب، توزیع نامناسب هوا در کانال‌ها و همچنین عدم وجود سطح تبادل حرارت مناسب بین دو جریان هوای اولیه و ثانویه بیان شد به‌به‌منظور حل مشکل توزیع نامناسب ب آن‌ها استفاده از بستر تبخیری بیشتر در کانال مرطوب و ادامه دادن آن تا زیر مبدل را پیشنهاد دادند و همچنین به‌جای هدایت‌گرهای جریان در کانال مرطوب از لوله‌هایی استفاده کردند که آب را به نواحی پایین‌تر مبدل می‌رساند و به توزیع یکنواخت آب بر روی دیواره کانال مرطوب و برای هدایت آب به محفظه جمع‌کننده در زیر مبدل کمک کرده است. همچنین باعث پیش‌سرمایش هوای موجود در دو کانال و باعث افزایش راندمان کولر نیز شده است. برای افزایش سطح انتقال حرارت بین دو جریان نیز، زیر کردن سطوح گذرنده جریان پیشنهادشده است.

وانگ^{۱۲} و همکاران (Wang, 2005) یک نمونه کولر تبخیری غیرمستقیم لوله‌ای که از لوله‌های بیضوی شکل بهره می‌برد را انتخاب کردند که با استفاده از مواد جاذب آب سطح لوله‌ها پوشانده شده و میزان آب جذب‌شده توسط فیبرهای مرسوم را به‌طور عملی و تئوری بررسی کردند. آن‌ها دریافتند تنها استفاده از یک نوع فیبر، نمی‌تواند تمام نیازهای ما برای کولر را برطرف سازد و عملکرد یک نمونه که ترکیبی از فیبرهای مختلف باشد، بسیار بهتر است. به‌طور مثال استفاده از فیبر تری‌لین^{۱۳} که خاصیت ترشوندگی بالا و سرعت مناسبی را دارد اما از سوی دیگر فیبر لانسیل^{۱۴} استحکام بیشتری

^{۱۰} Brooks

^{۱۱} D. L. Field

^{۱۲} Wang

^{۱۳} Terylene fibre

^{۱۴} Lanseal fibre

برای اتصال به سطح لوله‌های مبدل را دارد و همچنین این استحکام باعث یکنواختی و کاهش مقاومت در برابر جریان هوا می‌شود. به همین دلیل ترکیب این دو فیبر می‌تواند عملکرد بهتری از هریک از نمونه‌ها به‌تنهایی داشته باشد. این تحقیق در پایان به مقایسه‌ای بین کارکرد کتان، پلی‌اورتان و ترکیب فیبرها از نگاه راندمان حرارتی مبدل، می‌پردازد که نتیجه حاصل عملکرد بهتر فیبرهای ترکیبی است.

در سال 2006 رن^{۱۵} و یانگ (Ren, 2006)^{۱۶} عملکرد دو نمونه کولر تبخیری غیرمستقیم را با مبدل‌هایی با جریان مخالف و موازی را به‌طور تئوری بررسی کردند. آن‌ها بسیاری از پارامترهایی را که در سایر مطالعات معمولاً ثابت در نظر گرفته می‌شدند را متغیر فرض کردند، این موارد شامل عدد لوییس، میزان تر شوندگی سطح، تأثیر پاشش آب بر روی جریان هوا، میزان آب اسپری شده، دما و آنتالپی آب می‌باشد. با مقایسه‌ای که بین الگوهای مختلف جریان انجام می‌گیرد، بهترین نوع جریان را جریان مخالف بیان می‌شود به‌گونه‌ای که جریان هوای اولیه برخلاف جهت جریان هوای ثانویه و جریان آب باشد. نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق همخوانی مناسبی با تحقیقات انجام‌شده، داشته است. آن‌ها همچنین پیشنهاد دادند که کم کردن میزان آب اسپری شده بر روی مبدل می‌تواند تأثیر خوبی بر روی عملکرد کولرها داشته باشد.

البرلینگ^{۱۷} (Elberling, 2006) کارکرد یک نمونه از مبدل میسوتسنکو با جریان عمود را موردبررسی قرار می‌دهد. در این تحقیق اثر پارامترهای دمای حباب خشک و حباب مرطوب هوای ورودی، فشار معکوس خروجی، سرعت فن و دبی هوای ورودی را بر روی پارامترهای راندمان حباب مرطوب، ظرفیت سرمایش، مصرف انرژی، راندمان انرژی و میزان مصرف آب را به‌طور عملی بررسی می‌کند؛ اما متأسفانه در این تحقیق اطلاعاتی درباره مبدل (جنس و ابعاد) داده نشده است. راندمان

^{۱۵} Ren

^{۱۶} Yang

^{۱۷} Elberling

حباب مرطوب به دست آمده از این نمونه بین 81٪ تا 91٪ متغیر است که در مقایسه با سیستم‌های تبخیری موجود 20 تا 30 درصد بالاتر است. بازه تغییر دمای حباب خشک خروجی هوای ثانویه بین 18/9 تا 25/6 °C است که این مقادیر با وجود رطوبت نسبی 30 تا 80 در صد به دست آمده است. ظرفیت سرمایش بین 9 تا 12 kw بوده و ضریب عملکرد آن همواره بالای 8/8 بوده است که این مقادیر نسبت به سیستم‌های سرمایشی تبخیری غیرمستقیم بالاتر هستند اما مصرف انرژی این نمونه نسبت به سایر سیستم‌های تبخیری 40 تا 80 درصد بالاتر بوده و هزینه اولیه این نمونه نیز بسیار بالاتر بوده است.

در سال 2007 کیو (Qiu, 2007)^{۱۸} یک نمونه تولید شده از کولرهای تبخیری غیرمستقیم را مورد بررسی قرارداد و دریافت که عملکرد واقعی این دسته از کولرها، بسیار کمتر آن چیزی است که در تبلیغات این دستگاه‌ها بیان می‌کنند. وی مشکل اصلی این نمونه را توزیع نامناسب آب بیان می‌کند به طوری که در حین کار تنها 1/3 تا 2/3 سطح مرطوب بوده و کیو برای رفع این مشکل از یک سیستم اسپری آب بر روی کولر استفاده می‌کند. همچنین برای کاهش میزان مصرف انرژی از یک صفحه خورشیدی استفاده می‌کند تا انرژی مورد نیاز برای فن و پمپ آب را فراهم کند. نتیجه 3 برابر شدن ضریب عملکرد کولر و همچنین اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی بین 3 تا 8 °C برای تمام شرایط آزمایش بود که این بیانگر اهمیت بسیار زیاد پارامتر توزیع آب در این دسته از کولرهاست.

ژائو^{۱۹} و همکاران (Zhao, 2008) سطوح متنوعی را برای دیواره کانال‌ها مورد بررسی قرار داده و این سطوح را در مبدل یک سیستم تبخیری غیرمستقیم به کار برده و با یکدیگر مقایسه کردند. مواد مورد بررسی، شامل فلزات، فیبرها، سرامیک‌ها، زئولیت و کربن است. آن‌ها با بررسی قواعد انتقال جرم و حرارت بر روی کولرهای تبخیری غیرمستقیم دریافتند که هدایت حرارتی دیواره و میزان ظرفیت جذب آب این سطح از اهمیت کمی برخوردار است و در مقابل قابلیت شکل پذیری، دوام و طول عمر،

^{۱۸} Qiu

^{۱۹} Zhao

قابلیت روکش پذیری با مواد ضد آب و قیمت آن‌ها از اهمیت بیشتری برخوردارند. با مقایسه به عمل آمده در این تحقیق، این‌طور نتیجه‌گیری می‌شود که فلزات به‌طور کلی دارای بیشتر این خصوصیات هستند و در این بین با مقایسه بین آلومینیوم و مس، آلومینیوم فلز بهتری شناخته شده است چراکه از استحکام و قابلیت شکل‌پذیری مناسبی برخوردار بوده و همچنین قیمت بسیار پایین‌تری نسبت به مس دارد.

حیدری نژاد و همکاران (Heidarinejad, 2009) عملکرد یک کولر ترکیبی (دارای دو بخش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم) را به‌طور عملی در چندین اقلیم آب و هوایی ایران در نظر گرفته و تأثیر شرایط هوای ورودی را روی عملکرد این نمونه مورد بررسی قرار دادند. دیواره مبدل در این نمونه از پلاستیک بوده و برای دیواره مرطوب، روکشی از سلولز استفاده شده است. ابعاد مبدل کولر تبخیری غیرمستقیم، $500 \times 500 \times 400$ mm و فاصله بین دیواره‌های کانال 7 mm بوده است و دبی هوای عبوری جریان اولیه $1700 \text{ m}^3/\text{h}$ و هوای ثانویه $850 \text{ m}^3/\text{h}$ است. دمای حباب خشک هوای ورودی در این آزمایش در بازه 27°C تا 49°C و دمای حباب مرطوب در بازه 15°C تا 33°C متغیر بوده است و نتیجه حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که راندمان حباب مرطوب بین 108 تا 111 درصد است که این مقدار 55 تا 61 درصد از راندمان سیستم تبخیری غیرمستقیم بیشتر بوده البته میزان مصرف آب این کولر ترکیبی 55 درصد بیشتر از یک نمونه کولر تبخیری مستقیم است که این خود نکته‌ای منفی برای این کولر محسوب می‌شود.

ضریب عملکرد این کولر ترکیبی بین 8 تا 9 بوده که این بیانگر کاهش 60 درصدی مصرف انرژی نسبت به کولرهای کمپرسور دار است چراکه ضریب عملکرد کولرهای کمپرسور دار مرسوم نهایتاً 3 خواهد بود.

(Jiang, 2010) از مبدل‌های به‌کاررفته در سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم استفاده کرده و چیلری را طراحی کردند که می‌تواند آب را تا نزدیکی دمای نقطه شبنم هوای ورودی سرد کرده که

این آب می‌تواند در سیستم‌های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار گیرد. در این تحقیق با شبیه‌سازی چیلر به بررسی دمای خروجی آب، راندمان انرژی و ضریب عملکرد آن می‌پردازند. اولین نمونه ساخته‌شده از این چیلر برای ایجاد سرمایش در یک ساختمان به مدت 5 سال مورد استفاده قرار گرفت. آب خروجی از این چیلر دمایی بین $14-20^{\circ}\text{C}$ دارد که این مقدار پایین‌تر از دمای حباب مرطوب و بالاتر از نقطه شبنم هوای ورودی است و ضریب عملکرد این نمونه تقریباً 9 بوده است که در مقایسه با نمونه‌های مرسوم که ضریب عملکردی بین 2 تا 3 دارند بسیار بهتر بوده و بیش از 40٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی خواهد شد.

ژین دوان ۲۰ در تز دکتری خود (zhiyin.duan, 2011) به بررسی عددی و عملی نمونه‌ای از کولر تبخیری غیرمستقیم که بر اساس سیکل میسوتسنکو کار می‌کند، می‌پردازد. نمونه ساخته‌شده دارای جریان مخالف بوده و جنس صفحات از آلومینیوم انتخاب شده است. این نمونه در شرایط آب و هوایی گوناگون بررسی شده و نتایج حاکی از آن است که بهترین شرایط کارکرد برای این کولرها آب و هوای گرم و خشک می‌باشد.

همچنین در این تحقیق اشاره‌ای به میزان مصرف آب و انرژی الکتریکی این نمونه می‌شود که بیانگر مصرف آب نسبتاً قابل قبول و مصرف انرژی بسیار پایین آن دارد به طوری که ضریب عملکرد این نمونه 18/5 بیان شده است که این مقدار چندین برابر ضریب عملکرد سایر سیستم‌های سرمایشی است. البته این نمونه دارای هزینه اولیه بالایی بوده است که محقق خود به آن اشاره کرده اما با توجه به صرفه‌جویی ایجادشده در مصرف انرژی این هزینه بازخواهد گشت.

سرگی آنیس یمو ۲۱ و همکاران یک کولر جریان عمود که از سیکل میسوتسنکو استفاده می‌کند را به طور عددی و عملی مورد بررسی قرار دادند و عملکرد آن که شامل راندمان و ظرفیت سرمایش نمونه است را در شرایط آب و هوایی مختلفی مورد بررسی قرار دادند. مبدل این نمونه شکل

^{۲۰} Zhiyin Duan

^{۲۱} Sergey Anisimov

متفاوتی نسبت به سایر مدل‌های جریان عمود دارد، به گونه‌ای که مبدل افقی بوده و هوای ثانویه از دو قسمت چپ و راست مبدل خارج می‌گردد. دمای هوای ورودی به این نمونه بین 20°C تا 45 بوده که متناظر با این مقادیر، راندمان حباب مرطوب بین $0/85$ تا $1/15$ بوده و راندمان نقطه شبنم آن بین $0/15$ تا $0/78$ متغیر است.

ظرفیت سرمایش این نمونه بین 1 تا 19 kw بوده و میزان کاهش دما نیز بین $5/2^{\circ}\text{C}$ تا $20/1$ متغیر بوده است. مطابق نتایج بهترین عملکرد این کولرها در آب‌وهوای گرم و خشک می‌باشد و در صورت بالا بودن رطوبت هوا می‌تون از یک رطوبت‌گیر در مسیر ورودی کولر استفاده نمود.

فصل چهارم

شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی

و سیکل میسوتسنکو

۴-۱. الگوریتم شبیه سازی و برنامه های مدل سازی

برای شبیه سازی فرایند خنک کاری از برنامه EES استفاده می شود. خروجی این شبیه سازی دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز پس از خنک کاری می باشد که بصورت جدول، نمودار یا در فایل اکسل قابل مشاهده است. این داده ها حاصل از شبیه سازی خنک کاری بصورت داده ورودی در برنامه شبیه ساز توربین گاز استفاده می شود. شبیه سازی توربین را می توان هم با برنامه EES و هم با نرم افزار MATLAB انجام داد.

در نیروگاه بهرگان چه در سکوها و چه در خشکی با وجود سیستم های اندازه گیری ابزار دقیقی پیشرفته می توان به تمامی داده های دلخواه دست یافت. برای توربین گاز پارامترهای مختلف اندازه گیری می شوند که درست بودن خروجی ها و پارامترهای مورد نظر برنامه شبیه سازی را می توان به راحتی بررسی کرد.

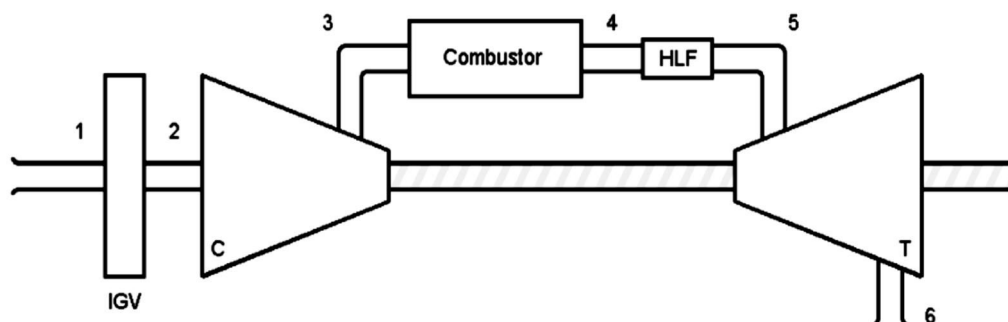
برای یک دمای هوای محیط توسط برنامه شبیه ساز مقدار معینی دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز به دست می آید. با اندازه گیری توان خروجی، دمای خروجی و پارامترهای مورد نظر دیگر در دما و فشار معین و میزان سوخت معین توسط سیستم های اندازه گیری موجود در توربین می توان به صحت نتایج بدست آمده پی برد.

در فضای سیستم کنترلی توربین سکوی نوروز جدید در منطقه بهرگان روی پانل اتاق کنترل تمامی پارامترهای اندازه گیری شده در آن نمایش داده می شود.

۴-۲. مدل سازی ریاضی عملکرد توربین گازی

با استفاده از بالانسی جرم و انرژی در قسمت های مختلف مدلی، توجه ویژه به مکانیزم کنترل دور و بار توربین و همچنین با توجه به شاخص های عملکرد توربین (در شرایط ایزو) که توسط کارخانه

سازنده توربین اعلام می‌گردد، قالب اصلی برنامه شبیه‌ساز شکل می‌گیرد. در شکل ۱-۴ شماتیک مدل مورد استفاده در برنامه شبیه‌ساز نشان داده شده است.



شکل ۱-۴: شماتیک مدل توربین گازی (Lee, 2011).

۳-۴. مدل پیشنهادی و روابط پایه توربین گازی

جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین، در روابط زیر از شماره‌گذاری انجام گرفته در شکل ۱-۴ استفاده شده است. در کمپرسور برای محاسبه دمای هوای فشرده خروجی ۳ کمپرسور، از رابطه زیر استفاده می‌نماییم (Lee, 2011). در این رابطه η_{comp} نشان‌دهنده بازه پلی تروپیک کمپرسور می‌باشد.

$$T_a = T_2 \left(\frac{P_a}{p_2} \right)^{(\gamma_c - 1) / \gamma_c \eta_{comp}} \quad (۱-۴)$$

بازده پلی تروپیک کمپرسور هوا ۸۹-۹۰ درصد می‌باشد و معمولاً در نسبت‌های فشار متفاوت ثابت در نظر گرفته می‌شود (Walsh, 2004). در این مدل بازده پلی تروپیک کمپرسور، ۸۹ درصد در نظر گرفته شده است. رابطه میان بازده پلی تروپیک و بازده ایزنتروپیک در یک کمپرسور نیز به صورت زیر می‌باشد.

$$\eta_{is-c} = \left(\frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma_c - 1)}{\gamma_c}} - \frac{1}{\left(\frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma_c - 1)}{\gamma_c \eta_{comp}}} - 1} \quad (2-4)$$

در روابط فوق γ_c ثابت مربوط به هوا بوده و معادل با $1/4$ در نظر گرفته می شود (Walsh, 2004).

۱-۳-۴. محفظه احتراق

برای محاسبه تغییرات دمای ایجادشده در محفظه احتراق می توان از رابطه زیر استفاده نمود.

$$m_f LHV \eta_{comb} = m_e C_p T_4 - M_{air} C_p T_3 \quad (3-4)$$

در رابطه بالا η_{comb} بازده محفظه احتراق می باشد که در اینجا، ۹۸ درصد در نظر گرفته شده است. C_p ضریب حرارت در فشار ثابت می باشد که برای گازهای ایده آل تابعی از دما بوده و معمولاً در محاسبات ترمودینامیکی مربوط به توربین های گازی و به جهت ایجاد سادگی در روابط، از میزان متوسط برای این ضریب استفاده می شود.

در طول محاسبات، ضریب حرارت در فشار ثابت، برای هوا $1/0.5 \text{ kJ/kg-k}$ و برای محصولات

احتراقی

$1/1569 \text{ kJ/kg-k}$ در نظر گرفته شده است (Walsh, 2004).

به علت شکل ساختمان محفظه احتراق در توربین های گازی، ایجاد افت فشار در محفظه احتراق اجتناب ناپذیر خواهد بود. لذا میزان فشار جریان در خروجی محفظه احتراق از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود. در رابطه زیر ΔP_{comb} افت فشار ایجادشده در محفظه احتراق می باشد که معمولاً در حدود ۴ درصد در نظر گرفته می شود (Lee, 2011).

$$P_4 = P_2 (1 - \Delta P_{comb}) \quad (4-4)$$

۴-۳-۲. توربین

از خروجی محفظه احتراق تا ورودی به توربین، از افت فشار چشم‌پوشی می‌شود؛ بنابراین

$$P_4 = P_5 \quad (۴-۵)$$

به سبب اتلافات حرارتی موجود در توربین، دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق اندکی با دمای ورودی به توربین متفاوت خواهد بود که با HLF نام‌گذاری شده است. بدین ترتیب دمای ورودی به توربین از رابطه زیر به دست می‌آید

$$T_5 = T_4(1 - HLF) \quad (۴-۶)$$

در طول محاسبات، ضریب اتلاف دمایی مابین خروجی از محفظه احتراق تا ورودی به توربین، حدود ۲ درصد در نظر گرفته شده است (Lee, 2011).

دمای گازهای گرم خروجی از اگزوز با توجه به رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{(\gamma_t - 1) \eta_{turb} / \gamma_t} \quad (۴-۷)$$

در این رابطه η_{turb} بازده پلی تروپیک توربین و γ_t ثابت مربوط به گازهای حاصل از احتراق می‌باشد که در طول محاسبات برابر ۱/۳۳ در نظر گرفته شده است (Walsh, 2004).

فشار در خروجی از دودکشی توربین نیز از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$P_6 = P_5 * \Delta P_{exhaust} \quad (۴-۸)$$

در این رابطه $\Delta P_{exhaust}$ افت فشار در داکت خروجی گازهای گرم از توربین می‌باشد که در توربین‌های صنعتی، مقدار آن بین 0/98-2/94 kpa در نظر گرفته می‌شود (Walsh, 2004). لازم به ذکر است که در مدارک کارخانه سازنده توربین، مقدار این افت فشار نیز ارائه می‌گردد.

پس از محاسبه فشار خروجی از کمپرسور و در نتیجه مشخص شدن نسبت فشار ایجاد شده در توربین، بازده ایزنتروپیک توربین را می‌توان با توجه به رابطه کوراکیانیتیس و به صورت زیر محاسبه نمود (Walsh, ۲۰۰۴).

$$\eta_{is-t} = 1 - (0.03 + \frac{\gamma_t - 1}{180}) \quad (۹-۴)$$

در این رابطه r_t نسبت فشار در توربین را نشان می‌دهد.

دبی جرمی گازهای گرم خروجی از محفظه احتراق، شامل مجموع دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و سوخت تزریق شده به محفظه احتراق می‌باشد که از رابطه زیر به دست خواهد آمد.

$$m_e = m_{air} + m_f \quad (۱۰-۴)$$

در این مدل، شبیه‌سازی بر پایه سیکل ساده توربین گازی انجام شده و از هوای بکار رفته جهت خنک کاری پره‌های توربین و هوای برگشتی از کمپرسور جهت جلوگیری از یخ‌زدگی در ورودی کمپرسور در فصل زمستان چشم‌پوشی شده است.

در هر دو حالت تمام بار خارج از طرح و نیمه بار، دو فرضیه زیر در نظر گرفته می‌شود.

ابتدا اینکه فرض شده است هوا در ورودی به توربین دارای حالت خفگی می‌باشد و در شرایطی نزدیک به شرایط صوت وارد توربین می‌شود که در این صورت

$$m_e \left(\frac{\sqrt{T_5}}{P_5 / P_1} \right) = m_{e.iso} \left(\frac{\sqrt{T_{5.iso}}}{P_{5.iso} / P_{1.iso}} \right) \quad (۱۱-۴)$$

و دوم اینکه فرض شده است که هوا در حجم ثابت به درون کمپرسور مکش می‌یابد و مقدار هوای ورودی به صورت ضربی از مقدار هوای مکشی یافته به درون کمپرسور در حالت تمام بار خواهد بود که این ضریب در روابط، با $\sqrt{f}$ نشان داده شده است و در حالت کارکرد تمام بار، برابر ۱ و در سایر

شرایط، با توجه به نحوه عملکرد و میزان باز بودن دریچه ورودی هوا (IGV) و همچنین جلوگیری از ایجاد پدیده سرج، این ضریب متفاوت و کمتر از ۱ خواهد بود.

کمترین مقدار ضریب vfr ، در حالت بدون بار می‌باشد.

$$m_{air} = vfr \cdot m_{air.iso} \left(\frac{T_{2.iso} P_2}{T_2 P_{2.iso}} \right) \quad (12-4)$$

در روابط ۳-۱۱ و ۳-۱۲، اندیس iso به شرایط محیطی ایزو اشاره دارد.

شرایط محیطی ایزو به شرایطی اطلاق می‌گردد که از لحاظ محیطی فشار هوا معادلی با فشار در

سطح

دریا‌های آزاد، دمای هوا ۱۵ درجه سانتی‌گراد و رطوبت هوا ۶۰ درصد باشد (Razak, 2007).

همچنین، در این مدل فرض شده است در ورودی کمپرسور دمای هوا با دما قبل از دریچه

ورودی برابر باشد.

$$T_2 = T_1 \quad (13-4)$$

فشار هوا در ورودی به کمپرسور، از رابطه ۳-۱۴ قابل محاسبه خواهد بود. در این رابطه ΔP_{inlet}

افت فشار ایجادشده به علت عبور هوا از محفظه فیلتر و دریچه ورودی خواهد بود که در توربین‌های

گازی با مصارف صنعتی، مقدار آن حداکثر تا 0/98 kpa در نظر گرفته می‌شود (Walsh, 2004).

$$P_6 = P_5 - \Delta P_{inlet} \quad (14-4)$$

توان ناخالص تولیدی توسط نیروگاه، از رابطه زیر به دست خواهد آمد.

$$W_0 = m_e (Cp_5 T_5 - Cp_6 T_6) - m_{air} (Cp_3 T_3 - Cp_2 T_2) \quad (15-4)$$

توان خالصی تولیدی توسط نیروگاه نیز پس از کسر تلفات ناشی از تبدیل و انتقال توان از ژنراتور، از رابطه زیر به دست می‌آید. در رابطه زیر η_t بازده تبدیل می‌باشد که در طول محاسبات ۹۵ درصد در نظر گرفته شده است.

$$W_{net} = W_{\theta, \eta_t} \quad (۱۶-۴)$$

بدین ترتیب و با مشخص شدن توان خالصی تولیدشده توسط توربین و همچنین توان حرارتی حاصل از احتراق، بازده کلی سیکل از رابطه ۱۷-۴ به دست خواهد آمد.

$$\eta_{cycle} = W_{net} / (m_f LHV \eta_{comb}) \quad (۱۷-۴)$$

اندیس‌های عددی بکار رفته در روابط ۱-۴ تا ۱۷-۴، به نقاط مشخص شده در شکل ۱-۴ اشاره دارند. توربین گازی دارای حالت‌های کارکردی متفاوتی است که در هریک از این حالات، عملکرد سیستم کنترلی باحالت دیگر متفاوت خواهد بود. حل همزمان معادلات ۱-۴ تا ۱۷-۴ و همچنین توجه به مکانیزم کنترل دور و بار توربین منجر به حلی این مدل خواهد شد (Lee, 2011).

۳-۳-۴. حل عددی مدل

پس از ساده‌سازی‌ها، لحاظ نمودن فرضیات در طول مسأله و همچنین با توجه به روابط ترمودینامیکی و حل همزمان معادلات، پارامترهای اساسی عملکرد توربین مشخصی خواهد شد.

جهت حل دستگاه معادلات می‌توان از روش‌های مختلفی نظیر روش نیوتن و روش نیوتن-رافسون استفاده نمود. البته به دلیل تعدد معادلات و مجهولات، جهت حلی این دستگاه می‌توان از ماتریسی ژاکوبین و روش گوسی جردن نیز استفاده نمود.

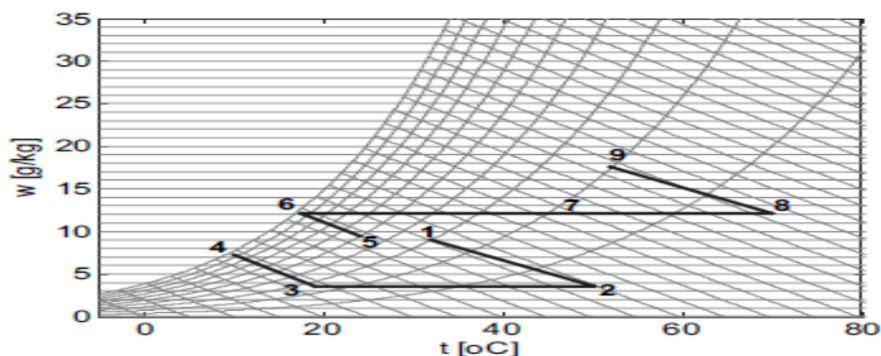
با حل مجهولات مساله، مشخصه‌های اصلی عملکرد توربین در نقاط ۱ تا ۶ تصویر ۴-۱۱ به دست خواهند آمد. اکنون با استفاده از یک الگوریتم ساده و معلوم بودن توان مورد انتظار از توربین و همچنین

شرایط محیطی، موقعیت سیستم کنترل در نمودار عملکرد توربین مشخص شده و کلیه پارامترهای توربین در این نقطه کاری به طور دقیق و با اختلاف ناچیزی نسبت به حالت واقعی مشخص خواهند شد (Lee, 2011).

۴-۴. مدل پیشنهادی و روابط پایه مربوط به خنک کاری هوای ورودی

توربین بر پایه سیکل میسوتسنکو

راندمان حرارتی توربین گازی وابستگی قابل توجهی به شرایط آب و هوایی دارد. خنک کننده تبخیری معمولاً در این شرایط استفاده می شود همان طور که روش خنک کننده هوای ورودی در آب و هوای گرم و خشک با افزایش رطوبت جوی به طور قابل توجهی عملکرد آن را کاهش خواهد داد. استفاده از خشک کن ها روی هوای مرطوب اثر خنک کننده تبخیری هوای ورودی را بالا خواهد برد. علاوه بر این، کولر میسوتسنکو را می توان در خنک کننده هوای ورودی توربین گاز به جای انواع کولرهای آبی جایگزین کرد.



شکل ۴-۲: نمودار فرایندی سیکل خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز

در اینجا، چهار سیستم خنک کننده هوای ورودی مختلف با به کارگیری انرژی حرارتی پس مانده توربین در آب و هوای گرم و مرطوب بهرگان و سکو های تحت مدیریت این منطقه ارائه شده است. شماتیک نمودار فرایندی آنها در شکل ۴-۲ نشان داده شده است.

تجزیه و تحلیل برای بررسی تأثیر شرایط محیط و درجه حرارت در سیستم‌های خنک‌کننده ورودی هوا انجام می‌گیرد. تکنیک‌های خنک‌کننده هوای ورودی شبیه‌سازی شده در برابر سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی استفاده شده تحت شرایط آب و هوایی بهرگان ارزیابی می‌شوند.

در نهایت، تجزیه و تحلیل اقتصادی و گذرا برای نشان دادن سیستم خنک‌کننده هوای ورودی مقرون به صرفه تر به کار گرفته شده است که مناسب‌ترین روش برای تقویت قدرت توربین گاز بهرگان می‌باشد.

افزایش دمای هوای ورودی و نسبت رطوبت وارد شده به کمپرسور نیروگاه بهره وری توربین گازی را کاهش می‌دهد.

علاوه بر این، اثرات رطوبت بر عملکرد توربین گاز توسط برد و گریب مورد مطالعه قرار گرفته و ارتباط بین عملکرد رطوبت و توربین گازی توسعه داده شده است.

عملکرد خشک‌کن بر اساس تفاوت فشار بخار بین هوا و سطح خشک‌کن می‌باشد که این تفاوت فشار منجر به حذف کردن بخار آب از هوا می‌شود. پس از اشباع و رسیدن به حداکثر ظرفیت، مواد خشک‌کن برای به کار گیری مجدد نیاز مند یک فرایند باز یابی است. باز یابی با حرارت دادن مواد خشک‌کن برای افزایش فشار بخار بر روی سطح آن فراتر از فشار هوا اطراف آن انجام می‌شود. درجه حرارت پایین خشک‌کن را قادر می‌سازد تا از منابع کم انرژی مانند انرژی خورشیدی برای باز یابی خود استفاده کند.

سیستم بازیاب حرارت موجود در گازهای خروجی توربین گاز یکی دیگر از منابع انرژی برای به کار گیری خشک‌کن می‌باشد. مطالعات متعددی بر روی یکپارچه‌سازی هوای خشک‌کن برای تهویه در آب و هوای گرم و مرطوب در استفاده‌های مسکونی انجام شده است. علاوه بر این، خشک‌کن می‌تواند به عنوان روش خنک‌کننده هوای ورودی برای نیروگاه‌های انرژی توربین گازی به اجرا درآورده شود؛

سیستم خنک‌کننده تبخیری مبتنی بر خشک‌کن توسط زادپور و گلشن ارائه شده است که در آن نیز حرارت باز یابی خشک‌کن توسط حرارت هدررفته موجود در گازهای اگزوز توربین تامین می شود.

در مطالعات گذشته عملکرد سیستم پیشنهاد شده با کولرآبی برای سه شرایط محیطی مختلف مقایسه شد. نتایج نشان می‌دهد که خنک‌کننده هوای ورودی خشک‌کن به‌طور قابل‌توجهی بر عملکرد نیروگاه در آب‌وهوای گرم و مرطوب تأثیر می‌گذارد درحالی‌که اثرش برای آب‌وهوای خشک و گرم ناچیز است.

در مطالعه دیگری، امکان استفاده از چند مرحله روش خنک‌کننده خشک‌کن ورودی توسط زادپور و نیکویان موردبررسی قرار گرفت. سیستم پیشنهادی آن‌ها متشکل از پنج چرخ خشک‌کن می‌باشد. هوا توسط کولر تبخیری غیرمستقیم پس از هر مرحله از فرآیند رطوبت سرد می‌شود. در مرحله نهایی، یک کولر تبخیری مستقیم قبل از ورود هوا به کمپرسور استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که یک چرخ خشک‌کن اثر قابل‌توجهی در خروجی توربین گازی ندارد و حداقل دوچرخ برای خشک‌کن به‌منظور بهبود عملکرد توربین گازی لازم است. تجزیه و تحلیل اقتصادی از سه سیستم ورودی خنک‌کننده با هوا از جمله خنک‌کننده ورودی خشک‌کن، چیلر جذبی و کولرآبی توسط نیکس‌دورف و همکاران ارائه شده است.

می‌توان گفت که بسیاری از فن‌آوری‌های خنک‌کننده مبتنی بر خشک‌کن به‌طور عمده با انواع کولرآبی غیرمستقیم و یا مستقیم همراه می‌شوند. حتی اگر عملکرد کولرآبی با رطوبت هوا از طریق کاهش هوای مرطوب افزایش یافته باشد. ولی نتیجه نهایی هنوز برای آب‌وهوای مرطوب رضایت‌بخش نیست. امروزه، فن‌آوری‌های خنک‌کننده جدید در حال ظهور به صنعت هستند که پتانسیل بالایی را برای خنک‌کننده هوای ورودی نشان می‌دهند. یکی از روش‌های خنک‌کننده چرخه خنک‌کننده میسوئسنکو نام دارد.

تعداد کمی از مطالعات انجام شده بر روی اجرای چرخه خنک کننده میسوتسنکو به عنوان خنک کننده با هوای ورودی است که در حال حاضر کافی نمی باشد اما می تواند برای خنک کردن هوای ورودی به توربین گاز در نیروگاه گازی پیشرفت کند.

برخی از مطالعات به بررسی جنبه های مختلف کولر میسوتسنکو در برنامه های مختلف پرداخته است. در این پایان نامه، چهار سیستم خنک کننده هوای ورودی مختلف برای استفاده از گرمای باقی مانده توربین گازی در نیروگاه های تقویت نیروگاه های توربین گازی در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب مانند منطقه بهرگان پیشنهاد شده است. تجزیه و تحلیل مفصل ترمودینامیکی از یکپارچه سازی چهار چرخه خنک کننده با نیروگاه گازی با تحقیق درباره عملکرد در دو شرایط مختلف آب و هوایی ارائه شده است.

۴-۵. توربین گازی

بهرگان دارای تابستان های بسیار گرم با درجه حرارت افزایش یافته به دمای بالای ۵۵ درجه می رسد. توربین های گاز به شدت تحت تأثیر شرایط هوای وارد شده به کمپرسور می باشد.

تحلیل آزمایشی بر نیروگاه توربین گازی Thempes انجام شده است. نتایج به دست آمده تأثیر قابل توجهی از افزایش دمای هوا در عملکرد حرارتی نیروگاه را به طور خاص در بارهای بخشی نشان می دهد. این مطالعه به ضرورت سیستم خنک کننده ورودی یکپارچه با نیروگاه توربین گازی در بهرگان اشاره دارد. نیروگاه توربین گازی ساده A برای ارزیابی عملکرد از سیستم های خنک کننده ورودی ارائه شده است. مشخصات اصلی مدل توربین گازی شبیه سازی شده با استفاده از شرایط جدول بندی ISO در جدول ۴-۱ به تصویر کشیده شده است.

نیروگاه قادر به تولید ۳ مگاوات در شرایط ISO می باشد با توجه به اینکه سیستم های خنک کننده ورودی خشک کن برای توربین های گازی نسبتاً از ۵۰ مگاوات یا بیشتر پیشنهاد شده است با حفظ میزان جریان حجمی هوای ثابت، اثر افزایش دمای هوای ورودی بر عملکرد توربین گازی

تعیین شده است. در اصل، دمای هوا بالاتر چگالی هوا را کاهش می‌دهد که در نتیجه میزان جریان جرمی هوا پایین‌تر در کمپرسور ورودی می‌باشد. علاوه بر این، دمای ورودی توربین در 1500 K بدون در نظر گرفتن دمای هوای ورودی ثابت شده است.

جدول ۴-۱: پارامترهای اساس عملکرد توربین گازی مدل Thempes در شرایط ایزو (Thempes مدارک فنی توربینی گازی مدل)

0/4413kps	مدارک فنی توربینی گازی مدل (Thempes) ΔP_{in} (هوا ورودی دریچه در فشار افت
0/3923kps	مدارک فنی توربینی (Thempes) ΔP_{out} (اگزوز توربین خروجی دریچه در فشار افت گازی مدل)
0/89	(η_{comp}) کمپرسور تروپیک پلی بازده
4 درصد	(ΔP_{comp}) احتراق (محفظه در فشار افت
۲ درصد	(HLF) توربین به ورودی تا احتراق محفظه خروجی مابین دما افت
۹۸ درصد	(η_{comb}) احتراق محفظه حرارتی بازده
95 درصد	(η_t) توان انتقالی و تبدیل بازده
0/4	بار بدون حالت در v_{fr} ضریب
1	بار تمام حالت در v_{fr} ضریب
1/4	کمپرسور در هوا جهت r_c (مخصوص) حرارت‌های نسبت
1/33	توربین در احتراق محصولات جهت r_t (مخصوص) حرارت‌های نسبت
1/005	کمپرسور خروجی و ورودی در هوا (CP) حرارت مخصوص
1/1569	گازهای حاصل از احتراق (CP) حرارت مخصوص

سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی به توربین با استفاده از ۴-۵-۱.

خشک‌کن

سیستم خنک‌کننده تبخیری مبتنی بر خشک‌کن توسط (Zadpoor, 2006) ارائه شده است که حرارت بازسازی خشک‌کن توسط حرارت هدررفته موجود در گازهای اگزوز توربین تامین می‌شود. عملکرد سیستم پیشنهادشده با کولرآبی برای سه شرایط محیطی مختلف مقایسه شد. نتایج نشان می‌دهد که خنک‌کننده هوای ورودی خشک‌کن به‌طور قابل‌توجهی بر عملکرد نیروگاه در آب‌وهوای گرم و مرطوب تأثیر می‌گذارد درحالی‌که اثرش برای آب‌وهوای خشک و گرم ناچیز است. در مطالعه دیگری، امکان استفاده از چند مرحله روش خنک‌کننده خشک‌کن ورودی توسط (Zadpoor, Nikooyan, ۲۰۰۸) موردبررسی قرار گرفت.

سیستم پیشنهادی آن‌ها متشکل از پنج چرخ خشک‌کن می‌باشد. هوا توسط کولر تبخیری غیرمستقیم پس از هر مرحله از فرآیند رطوبت سرد می‌شود. در مرحله نهایی، یک کولر تبخیری مستقیم قبل از ورود هوا به کمپرسور استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که یک چرخ خشک‌کن اثر قابل‌توجهی در خروجی توربین گازی ندارد و حداقل دو چرخ برای خشک‌کن به‌منظور بهبود عملکرد توربین گازی لازم است. تجزیه و تحلیل اقتصادی از سه سیستم ورودی خنک‌کننده با هوا از جمله خنک‌کننده ورودی خشک‌کن، چیلر جذبی و کولرآبی توسط (Nixdorf M, 2002) ارائه شده است.

می‌توان گفت که بسیاری از فن‌آوری‌های خنک‌کننده مبتنی بر خشک‌کن به‌طور عمده با انواع کولرآبی غیرمستقیم و یا مستقیم همراه می‌شوند. حتی اگر عملکرد کولرآبی با رطوبت هوا از طریق کاهش هوای مرطوب افزایش یافته باشد نتیجه نهایی هنوز برای آب‌وهوای مرطوب رضایت‌بخش نیست. امروزه، فن‌آوری‌های خنک‌کننده جدید در حال ظهور به صنعت هستند و پتانسیل بالایی را برای خنک‌کردن هوای ورودی نشان می‌دهند. یکی از روش‌های خنک‌کننده معمول چرخه خنک‌کننده میسوتسنکو نام دارد.

تعداد کمی از مطالعات انجام شده بر روی اجرای چرخه خنک کننده میسوتسنکو به عنوان خنک کننده با هوای ورودی است که در حال حاضر ناکافی می باشد اما روش خنک کننده مذکور می تواند برای موفقیت در خنک کننده هوا در نیروگاه توربین گازی پیشرفت کند. برخی از مطالعات به بررسی جنبه های مختلف کولر میسوتسنکو در برنامه های مختلف پرداخته است.

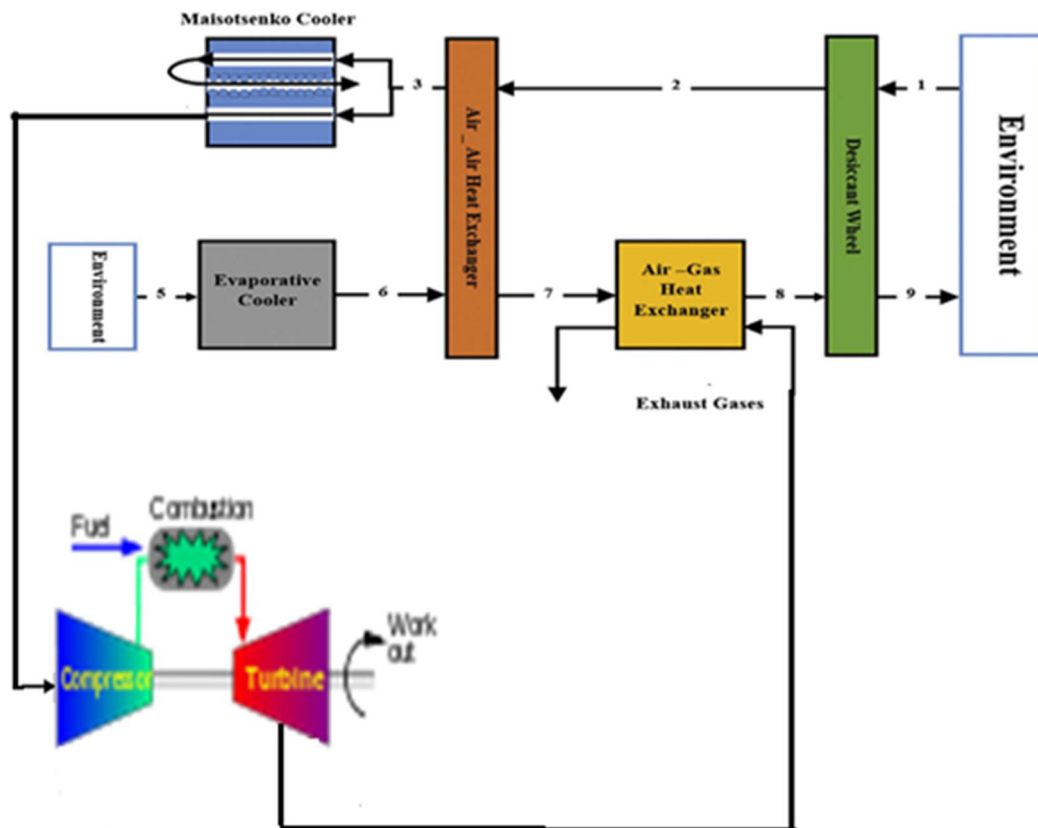
پیکربندی سیستم خنک کننده هوای ورودی (خشک کن تبخیری میسوتسنکو) MED در شکل ۳-۴ ارائه شده است. برای سادگی، جریان هوای بالا و پائین به ترتیب به جریان هوای پردازش و بازسازی اشاره می کند. هوای اتمسفری در حالت ۵ (جریان هوای بازسازی شده) صورت گرفته است و آن را توسط کولر آبی خنک می کنند؛ که در نتیجه، دمای حباب مرطوب ثابت باقی می ماند در حالی که دمای حباب خشک کاهش می یابد.

در حالت ۶، هوای بازسازی وارد مبدل حرارتی جریان هوا به هوا شده که توسط جریان هوای پردازش شده گرم می شود. پس از آن، هوای بازسازی توسط گازهای خروجی خارج شده از توربین قبل از ورود به چرخ خشک کن گرم می شود.

درجه حرارت هوای بازسازی در حالت ۸ به عنوان درجه حرارت بازسازی اشاره می کند و به طور مستقیم بر عملکرد چرخ خشک کن تأثیر می گذارد. در حالت ۹، هوا بازسازی مرطوب از جو خارج می شود. در جریان بالا، هوای اتمسفری به سمت چرخ خشک کن به منظور رطوبت زدایی کردن کشیده می شود. از آنجا که درجه حرارت بخار هوای پردازش شده پس از خروج از چرخ خشک کن افزایش می یابد، مبدل حرارتی هوا به هوا برای سرد کردن گرمای تبادل شده با جریان هوای بازسازی در نظر گرفته می شود. در نتیجه، بخشی از حرارت به منظور استفاده در چرخ خشک کن بهبود خواهد یافت.

در حالت ۳، جریان هوای پردازش شده به تقریباً دو جریان هوای مساوی تقسیم می شود. یکی از جریان های به کانال کولر میسوتسنکو وارد می شود که در آن وضعیت در درجه حرارت نقطه شبنم

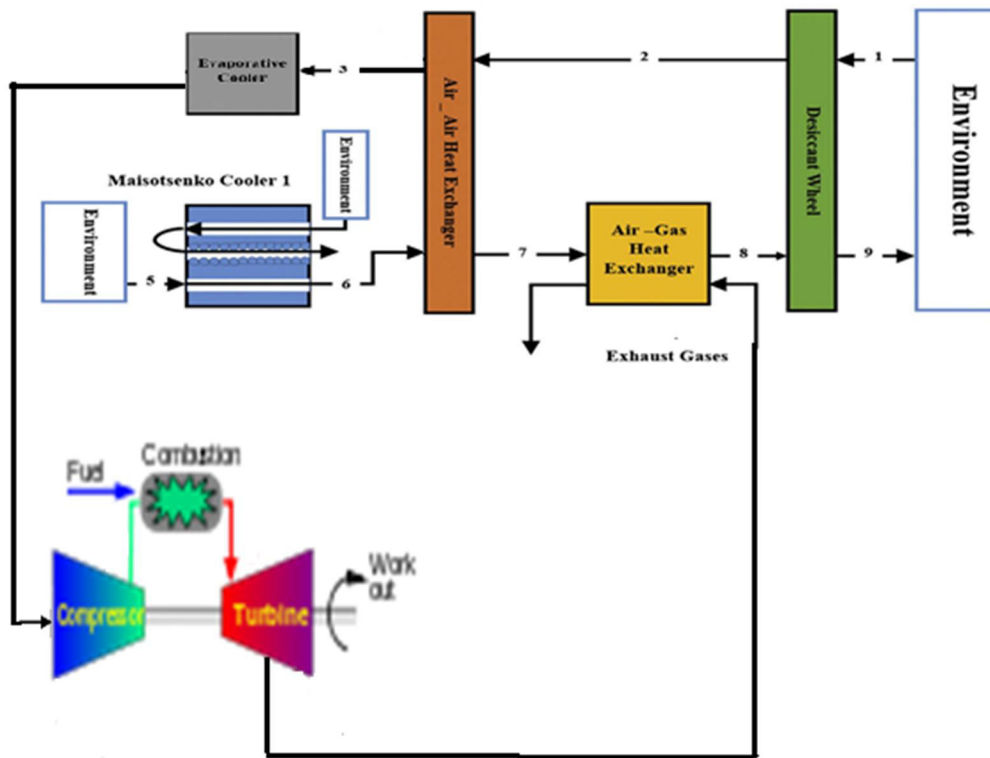
سرد می‌شود. پس از آن، بیشتر در کانال‌های مرطوب کولر میسوتسنکو جریان می‌یابد که توسط جریان هوا در کانال‌های خشک از کولر میسوتسنکو گرم می‌شود.



شکل ۴۰-۳: پیکربندی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی با استفاده از کولر تبخیری و سیکل

میسوتسنکو

یکی دیگر از حالت‌های مورد بررسی استفاده از کولر آبی در جریان هوای بالا و کولر میسوتسنکو در جریان هوای پائین تر است (EMD). این سیستم به عنوان سیستم خنک‌کننده ورودی می‌باشد و پیکربندی آن در شکل ۴-۴ ارائه شده است. هوای بازسازی شده در حالت ۵ توسط کولر میسوتسنکو خنک می‌شود. از سوی دیگر، جریان هوا پردازش شده در حالت ۳ توسط یک کولر آبی قبل از ورود به کمپرسور توربین گازی سرد می‌شود

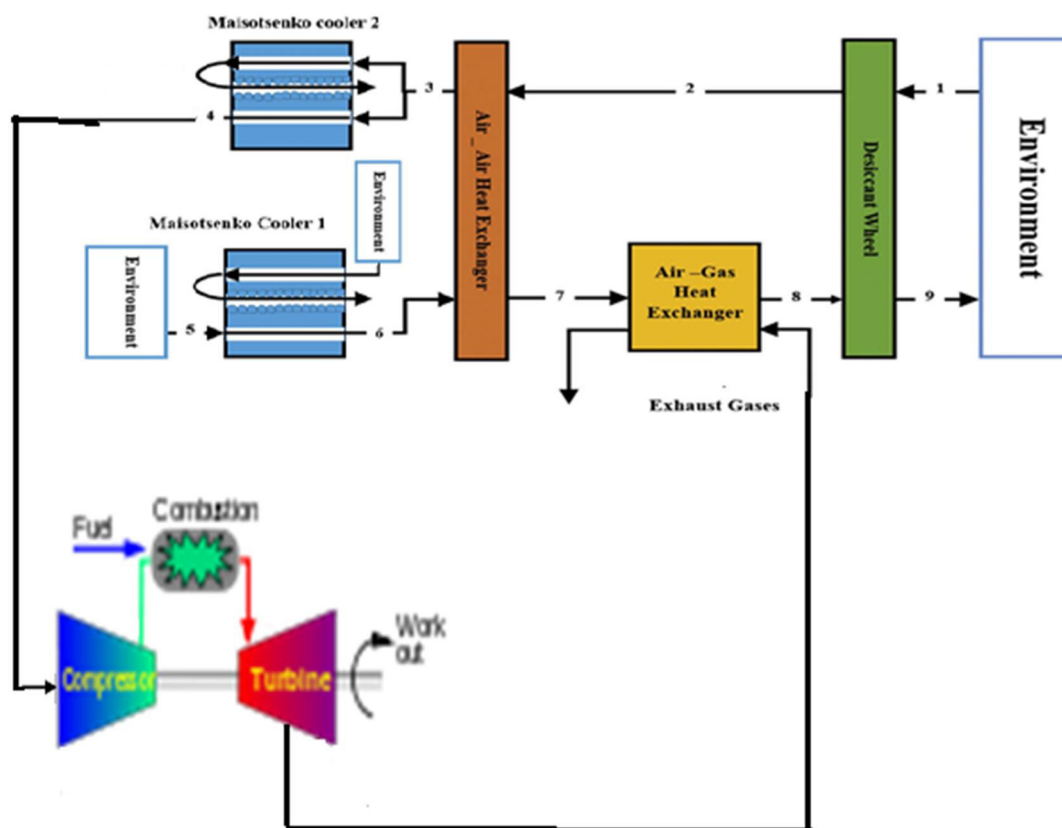


شکل ۴-۴: پیکربندی سیستم خنک کننده هوای ورودی با استفاده از سیکل میسوتسنکو و کولر تبخیری

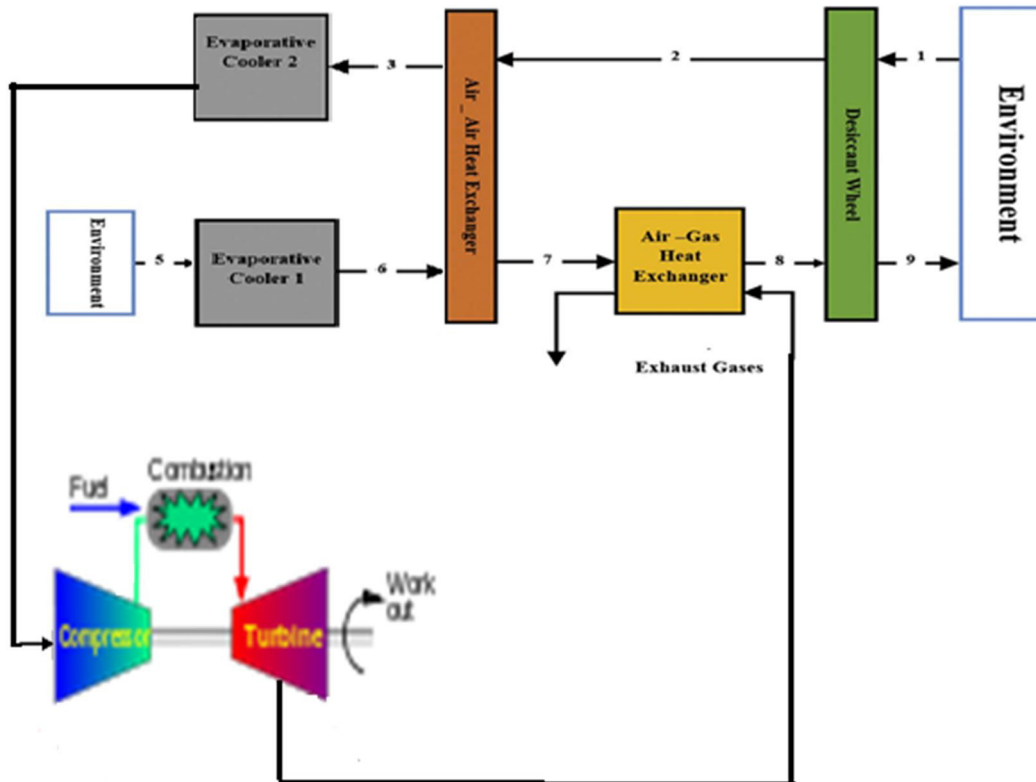
ممکن است کولر میسوتسنکو در پیکربندی خنک کننده ورودی به کار گرفته شود؛ بنابراین، به جای داشتن یک کولرآبی در این پیکربندی، جریان های هوای بازسازی و پردازش شده از طریق کولر میسوتسنکو سرد می شود. پیکربندی سیستم خنک کننده ورودی MMD (خشک کن میسوتسنکو) در شکل ۴-۵ نشان داده شده است. بازسازی جریان هوا در حالت ۵ و همچنین جریان هوا پردازش شده در حالت ۳ توسط کولر میسوتسنکو خنک می شود.

همان طور که در شکل ۴-۶ نشان داده شده است میتوان از سیستم خشک کن و دو کولر تبخیری استفاده نمود. این سیستم خنک کننده ورودی به عنوان EED (خشک کن تبخیری) اشاره شده است. دو کولر تبخیری در EED برای نیاز خنک کننده از هر دو جریان هوای پردازش و بازسازی شده

به کار گرفته می‌شود. جریان هوا بازسازی در حالت ۵ توسط کولرآبی خنک شده است. به همین ترتیب، جریان هوای پردازش شده در حالت ۳ توسط کولرآبی دیگر قبل از ورود به کمپرسور توربین گازی سرد می‌شود. EED به عنوان پیکربندی چرخه مرجع برای مقایسه در نظر گرفته شده و همه عملکرد چرخه‌های پیشنهاد شده بر اساس عملکرد EED بررسی خواهد شد.



شکل ۴۰-۵: پیکربندی سیستم خنک کننده هوای ورودی با استفاده از دو سیکل میسوتسنکو



شکل ۴-۶: پیکربندی سیستم خنک کننده هوای ورودی با استفاده از دو سیکل کولر تبخیری

۴-۶. روابط مربوط به شبیه سازی سیکل خنک کاری

سیکل خنک کاری شامل ترکیبی از کولر آبی و کولر میسوتسنکو و چرخه خشک کن به همراه بازیاب حرارت از خروجی توربین گازی و مبدل هوا به هوا می باشد.

۴-۶-۱. کولر آبی

در فرایند سرمایش تبخیری مستقیم، دمای حباب مرطوب از هوا ثابت باقی می ماند درحالی که دمای حباب خشک به دلیل آب بیشتر کاهش می یابد. محاسبه درجه حرارت حباب خشک هوای

خروجی با استفاده از اثر دمای حباب مرطوب به دست آورده می‌شود. شرایط خروجی هوا را می‌توان از معادله ای مانند معادله زیر یافت:

$$t_{wb,6} = t_{wb,5} \quad (18-4)$$

$$t_5 - t_6 = \alpha * \eta_{ec} * (t_5 - t_{wb,5}) \quad (19-4)$$

که در آن t_{oec} ، t_{iec} دمای حباب خشک از جریان هوای ورودی و خروجی از کولرآبی در $t_{wb,ec}$ $t_{wb,ec}$ دمای حباب مرطوب از جریان هوای ورودی و خروجی در K هستند، α درجه رطوبت از کولرآبی است و EC اثر حباب مرطوب از کولرآبی می‌باشد. درجه رطوبت می‌تواند از ۰ تا ۱ متفاوت باشد. در این مطالعه ، ۰.۹ برای درجه رطوبت‌زدایی کردن انتخاب شده است درحالی‌که ۰.۹۵ برای کولرآبی با اثر حباب مرطوب در نظر گرفته شده است.

۴-۶-۲. مبدل حرارتی هوا به هوا

تجزیه و تحلیل نقطه Pinch برای شبیه‌سازی از مبدل حرارتی هوا به هوا انتخاب شده است. نقطه Pinch جایی واقع شده است که حداقل اختلاف درجه حرارت بین مایعات سرد و گرم رخ داده است. بر اساس ظرفیت گرمایی مایعات، محل آن را می‌توان بر روی هر دو قسمت از یک مبدل حرارتی جریان قرار داد.

اگر مایعات سرد و گرم میزان جریان جرمی برابر و ظرفیت گرمایی ویژه‌ای داشته باشند، نقطه pinch در هر دو طرف مبدل حرارتی رخ خواهد داد. با فرض اینکه ظرفیت گرمایی ویژه برای هوا (برای تغییر دمای هوا کوچک)، درجه حرارت خروجی از بازسازی و جریان هوای پردازش شده را می‌توان محاسبه کرد:

$$\Delta T_{Pinch} = 10 \quad (20-4)$$

$$t_3 = t_6 + \Delta T_{Pinch} \quad (21-4)$$

$$t_7 = t_2 - \Delta T_{Pinch} \quad (22-4)$$

$$P_7 = P_6 - 0.3 \quad (23-4)$$

که در آن Δt_{pinch} اختلاف درجه حرارت Pinch برای مبدل‌های حرارتی هوا به هوا بوده و میزان آن ۱۰ برای این پایان نامه در نظر گرفته شده است. از فرمول ارائه شده، می‌توان درک کرد که حداکثر اثربخشی کارآمد مبدل حرارتی در مورد جریان هوای برابر با میزان جریان جرمی به دست آورده شده است.

۳-۶-۴. بازیابی حرارت

گاز خروجی از توربین گازی در بازیابی حرارت سوخت‌رسان هوا، خنک خواهد شد. با درجه حرارت ترک شده، سوخت‌رسان هوا دارای دمای بازسازی شده می‌باشد که تأثیر قابل توجهی را در عملکرد سیستم‌های خنک‌کننده ورودی خواهد داشت. دمای خروجی گاز اگزوز را می‌توان با فرمول زیر محاسبه کرد:

$$t_{go} = t_{gi} - \dot{m}_l * \left[\frac{h_8 - h_7}{\dot{m}_g * c_{pg}} \right] \quad (24-4)$$

که در آن m_g میزان جریان جرمی گاز خروجی در کیلوگرم / S، c_{pg} ظرفیت گرمایی ویژه گاز خروجی در کیلوژول / کیلوگرم، t_{og} درجه حرارت گاز اگزوز ورودی و خروجی در H و K در آنتالپی هوای مرطوب با حالت i در کیلوژول / کیلوگرم در نظر گرفته شده است.

۴-۶-۴. کولر میسوتسنکو

میسوتسنکو و جیلیان یک چرخه خنک‌کننده جدید را به شکل کولر میسوتسنکو توسعه داده‌اند که عملکرد آن بر اساس ترکیب روند ترمودینامیکی از انواع کولرآبی و مبدل‌های حرارتی می‌باشد. (Gillan, 2008)

هوای واردشده به کولر میسوتسنکو به دو جریان اصلی تقسیم‌شده است. یکی از جریان‌ها از کانال‌های خشک کارشده از کولر عبور می‌کند. در کانال‌های مرطوب کارشده، هوای سرد شده گرم و مرطوب می‌گردد. در یک وضعیت ایده آل، دمای هوا محصول به دمای نقطه شبنم از سیال کاهش می‌یابد. (Caliskan H, 2011) باین‌حال، در عمل دمای هوا خروجی کمی بیشتر می‌شود. درجه حرارت هوای خروجی از هوای محصول را می‌توان توسط اثر دمای نقطه‌ای شبنم از کولر میسوتسنکو در نظر گرفت مانند:

$$t_{i,m} - t_{o,m} = E * (t_{i,m} - t_{wbic}) \quad (۲۵-۴)$$

که در آن E بازدهی در نقطه شبنم از کولر میسوتسنکو است که مقدار آن است ۰.۸ بر اساس نتایج ارائه‌شده در مقاله ی (Wicker) می‌باشد. $t_{i,m}$, $t_{o,m}$ دمای ورودی و خروجی جریان هوای محصولات از کولر میسوتسنکو تشکیل می‌دهند و t_{wbic} دمای نقطه شبنم سیال کاری یا همان هوا می‌باشد.

۴-۶-۵. عملکرد سیستم خنک‌کننده ورودی

COP (ضریب عملکرد) برای ارزیابی عملکرد از سیستم‌های خنک‌کننده ورودی هوا در نظر گرفته شده است به‌طوری‌که:

$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{reg}} \quad (۲۶-۴)$$

جایی که Q_{cool} سرد ظرفیت خنک کننده از سیستم خنک کننده ورودی بر حسب کیلووات و Q_{reg} میزان حرارت مورد نیاز در روند بازسازی برای چرخ خشک کن است که مقدار گرما از گاز خروجی توربین گازی بر حسب کیلووات بازیافت شده است. این مقادیر توسط معادلات زیر محاسبه می شوند:

$$Q_{cool} = \dot{m}_a * (h_1 - h_4) \quad (۲۷-۴)$$

$$Q_{reg} = \dot{m}_g * c_{pg} * (t_{gi} - t_{go}) \quad (۲۸-۴)$$

مصرف برق برای خرده مؤلفه کمکی از سیستم های خنک کننده ورودی از جمله برای هر دو جریان های هوای بازسازی شده و پردازش شده برای کولرهای تبخیری و میسوتسنکو به منظور بهبود دقت مدل باید در نظر گرفته شود. مصرف برق برای حالت فن دار تعیین بهره وری از ۰.۸٪ مدنظر قرار می گیرد. افت فشار هوا از ۰.۲۱۴ کیلو پاسکال در سراسر چرخ خشک کن و ۰.۳ کیلو پاسکال برای هر دو سردکن و مبدل های حرارتی فرض شده است. در فرمول ریاضی، مقدار آب اضافی در هر دو کولر تبخیری و میسوتسنکو با راندمان پمپ از ۹۰٪ محاسبه شده است. درجه حرارت آب ورودی ۲ درجه فرض می شود.

۴-۶-۶. چیلرهای مکانیکی

به منظور ارزیابی عملکرد سیستم های خنک کننده ورودی پیشنهاد شده، دیگر تکنیک های خنک کننده ورودی مرسوم در این پایان نامه در نظر گرفته شده است. با این حال، ارائه دادن مدل دقیق برای هر یک از این سیستم های خنک کننده ورودی فراتر از محدوده کار تحقیقاتی می باشد. این روش برای محاسبه بار سرمایشی از چیلر مکانیکی از مدل جامع ارائه شده توسط فرزانه گرد و دشتی بیاض (دیمی، فرزانه گرد، ۱۳۸۸) به تصویب رسیده است. به منظور جلوگیری از شرایط یخ زدگی در

ورودی کمپرسور، دمای هوا باید بیشتر از ۵ درجه باشد. فرزانه گرد و دشتی بیاض ۷ درجه را برای چیلر مکانیکی طراحی شده از درجه حرارت هوای خروجی در نظر گرفته‌اند.

با این وجود، توسط گارتا و همکاران توصیه شده است که خنک کننده با هوا به درجه حرارت طراحی توربین گازی (۱۵-۱۷ درجه) از لحاظ اقتصادی توجیه می‌شود. در نتیجه، در این پایان نامه ۱۵ درجه به عنوان طراحی دمای هوا خروجی برای چیلر مکانیکی در نظر گرفته شد. مصرف چیلرهای مکانیک به مقدار قابل توجهی از برق است که با استفاده از تعریف عامل کارخانه چیلر محاسبه می‌شود. عامل کارخانه چیلر بر اساس ارتباط آن با چیلر مکانیکی COP ارائه شده توسط هارتمن ارزیابی می‌شود. COP از چیلر مکانیکی ۲.۹ با عامل کارخانه چیلر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۶-۴. چرخ خشک کن

برای فرمول ریاضی از چرخ خشک کن‌ها، مدل ارائه شده توسط پاناراس و همکاران انتخاب شده است (Panaras, 2011). این مدل بیشتر با تبدیل کردن معادلات جرمی و انرژی از چرخ خشک کن به سیستم معادلات خطی دیفرانسیل با مشتقات جزئی هذلولی و حل آن‌ها با استفاده از روش شوک توسعه داده شده است (Nbrega, 2012). این مدل به طور تجربی آزمایش شده است و دقت آن معتبر می‌باشد (Panaras G. , 2010). فرمولاسیون قیاسی تئوری همچنین پتانسیل ترکیب شده را به شرح زیر پذیرفته است:

$$f_{18} = \frac{-2865}{t_8^{1049}} + 4.344 * w_8^{0.8624} \quad (29-4)$$

$$f_{28} = \frac{t_8^{1049}}{6360} + 1.127 * w_8^{0.07969} \quad (30-4)$$

$$\eta_{f,2} = \frac{f_{22} - f_{21}}{f_{28} - f_{21}} \quad (31-4)$$

$$\eta_{f,1} = \frac{f_{12} - f_{11}}{f_{18} - f_{11}} \quad (32-4)$$

$$f_{12} = \frac{-2865}{t_2^{1049}} + 4.344 * w_2^{0.8624} \quad (33-4)$$

$$f_{22} = \frac{t_2^{1049}}{6360} + 1.127 * w_2^{0.07969} \quad (34-4)$$

$$\dot{m}_u * (w_2 - w_1) = \dot{m}_l * (w_8 - w_9) \quad (35-4)$$

$$\dot{m}_u * (t_2 - t_1) = \dot{m}_l * (t_8 - t_9) \quad (36-4)$$

جایی که در آن T_I , W_I از نسبت رطوبت در g آب/ کیلوگرم هوا خشک و درجه حرارت هر یک از $K, f_{2,i}, K, f_{1,i}$ پتانسیل های ترکیبی برای خشک کن و $F1$ و $F2$ بازده چرخ خشک کن هستند. مقادیر آنها به ترتیب ۰.۰۹ و ۰.۷۶ و بصورت تجربی انتخاب شده است این مقادیر با توجه به سطح متوسط از عمل برای چرخ های خشک کن انتخاب شده است. برای کارایی بالاتر چرخ خشک کن، $F1$ و $F2$ ، به ترتیب ۰.۰۵ و ۰.۹۵ در نظر گرفته می شود (Panaras, 2011).

فصل پنجم

نتیجه‌گیری و ارزیابی اقتصادی

۵- تجزیه و تحلیل حالت پایدار

برای درک بهتر عملکرد سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی مورد تحقیق در این پایان نامه، تجزیه و تحلیل عملکرد توربین گازی برای دو مکان جغرافیایی مختلف و دارای تفاوت های اقلیمی انجام شده است. اولین انتخاب نیروگاه گازی در بهرگان و سکوه‌ای دریایی زیر نظر این منطقه (گرم و مرطوب) بود. طراحی سیستم خنک‌کننده ورودی برای آب و هوای گرم و مرطوب هدف اصلی از این مطالعه می‌باشد و از آنجائی که عملکرد کولرآبی برای آب و هوای گرم و خشک رضایت بخش است و همچنین مقایسه عملکرد سیستم‌های خنک‌کننده مورد تحقیق در آب و هوای خشک با مرطوب دومین محل انتخاب شده در شیراز (گرم و خشک) است. تابستان‌های گرم و خشک شیراز تصویر گسترده‌تری از سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی را با قابلیت برای هر دو آب و هوای مرطوب و خشک پیشنهاد می‌دهد.

علاوه بر این، تجزیه و تحلیل برای عملکرد چرخ خشک‌کن بالا با عملکرد ایده ال ($F1 = 0.05$) و ($F2 = 0.95$) و پایین با عملکرد تقریباً واقعی ($F1 = 0.09$ و $F2 = 0.76$) در نشان دادن تأثیر چرخ خشک‌کن با قابلیت رطوبت زدایی هوای ورودی خنک‌کننده ارائه شده است. جدول ۵-۱ عملکرد توربین گازی را بدون هیچ سیستم ورودی برای شرایط آب و هوایی تابستان بهرگان و شیراز نشان می‌دهد. علاوه بر این، نتایج شبیه‌سازی توربین گازی در شرایط ایزو به منظور بررسی تأثیر شرایط تابستان و فشار محیط بر عملکرد حرارتی آن ارائه شده است. دمای بالای گاز خروجی از توربین گازی نشانه‌ای از پتانسیل بسیار زیاد حرارتی دارد که میتوان در بازیابی حرارتی سیستم‌های خنک‌کننده ورودی هوای توربین مورد استفاده قرار داد.

جدول (۵-۱): عملکرد توربین گازی بدون هیچ سیستم ورودی برای شرایط آب و هوایی تابستان بهرگان و شیراز

ISO	بهرگان	شیراز	پارامتر
15.0	48.0	43.2	شرایط دمای هوای کمپرسور (C)
60.0	58.0	24.0	رطوبت نسبی (%)
6.4	41.4	13.2	نسبت رطوبت (g/kg)
101.3	101.3	84.6	فشار (kPa)
۳.0	3.8	3.1	عملکرد توربین گاز: خروجی خالص توان (MWe)
34.6	31.4	32.9	بهره‌وری (%)
10,413	10,101	10,941	نرخ حرارت خاص کارخانه (kJ/kWh)
2.88	2.3	2.07	نرخ جریان جرم سوخت (kg/s)
125.2	102	95.2	نرخ جریان جرم هوا (kg/s)
609.9	609.5	610.8	دمای گاز خروجی (C)

آن‌گونه که انتظار می‌رود، آب‌وهوای بهرگان به‌شدت هر دو توان خروجی خالص توربین گاز و بازده کلی نیروگاه را کاهش می‌دهد. از سوی دیگر، فشار محیط نقش مهمی در کاهش قدرت توربین گاز خالص در شیراز بازی می‌کند. برای شبیه‌سازی سیستم‌های خنک‌کننده ورودی، دمای بازسازی‌شده توصیه می‌شود که دمای هوا در حالت ۸ ۱۰۰ درجه در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۵-۲ عملکرد MED سیستم خنک‌کننده ورودی برای بهرگان و شیراز را نشان می‌دهد. نتایج برای عملکرد پائین چرخ خشک‌کن نشان می‌دهد که قابلیت MED دارای پتانسیلی برای کاهش دمای هوا به سه‌چهارم مقدار اولیه خود در بهرگان می‌باشد. از سوی دیگر، درجه حرارت هوا به یک‌چهارم مقدار اولیه خود در شیراز کاهش می‌یابد. می‌توان نتیجه گرفت که MED برای آب‌وهوای خشک مناسب‌تر است.

جدول (۵-۲): عملکرد MED سیستم خنک کننده ورودی برای بهرگان و شیراز

پارامتر				شیراز				بهرگان	
				درصد	بالا	تغییرات	درصد	پایین	تغییرات
(C) شرایط دمای هوای کمپرسور				75.2%	10.7	66.9%	28.6%	35.0	25.9%
رطوبت نسبی (%)				e	62.6	E	e	81.7	e
(g/kg)نسبت رطوبت				54.5%	6.0	37.1%	31.3%	29.8	24.2%
عملکرد توربین گاز: خروجی خالص برق (MWe)				25.8%	4,2	22.9%	9.8%	4,3	9.0%
بهره‌وری (%)				5.5%	34.7	4.9%	2.5%	33.2	2.2%
(kJ/kWh) نرخ حرارت خاص کارخانه				5.1%	10,381	4.6%	2.5%	10,841	2.2%
(kg/s)نرخ جریان جرم سوخت				19.3%	2.47	16.9%	7.3%	2.63	6.5%
(kg/s)نرخ جریان جرم هوا				11.6%	106.2	10.1%	4.6%	117.1	4.1%
(C)دمای گاز خروجی				e	559.5	e	e	581.5	e
سیستم خنک کننده ورودی: (kW)ظرفیت خنک کننده				e	4078.9	e	e	2673.2	e
(kW)نرخ گرما بهبودیافته				e	7167.9	e	e	5077.6	e
COP				e	0.57	e	e	0.53	e
(kW)eمصرف برق کمکی				e	492.4	e	e	492.4	e

با توجه به برق موردنیاز برای کار فن‌ها و پمپ‌ها، افزایش 3, 0 مگاوات در تولید خالص انرژی برای شرایط بهرگان گزارش شده است که به نوبه خود نشانه‌ای از تأثیر قابل توجه سیستم خنک کننده ورودی در توربین‌های گازی در بهرگان به شمار می‌رود. علاوه بر این، خروجی قدرت خالص به میزان 7, 0 مگاوات در شیراز افزایش می‌یابد. به طور کلی راندمان حرارتی نیروگاه یکی دیگر از عوامل مهم در

ارزیابی کارایی توربین گازی محسوب می‌شود. در هر دو مورد، بهره‌وری حرارتی کلی نیروگاه با اجرای سیستم خنک‌کننده هوای ورودی MED افزایش می‌یابد. با این وجود، افزایش بهره‌وری در مقایسه با تقویت قدرت برای در هر دو مکان از اهمیت کمتری برخوردار است. این کار به نوبه خود می‌تواند به افزایش میزان جریان جرمی سوخت موردنیاز در عملکرد توربین گازی تأثیر بگذارد.

در نتیجه، هر دو تولید خالص انرژی و میزان حرارت موردنیاز افزایش می‌یابد. علاوه بر این، در ظرفیت خنک‌کننده MED، میزان گرما تحت پوشش از گاز خروجی و سیستم COP ارائه شده است. این مهم است توجه داشته باشید که COP مهم‌ترین عامل مورد استفاده در ارزیابی ورودی‌های مختلف در روش اثربخشی خنک‌کننده نمی‌باشد تا جایی که میزان گرمای موردنیاز برای عملیات سیستم توسط حرارت اتلافی بهبود یافته از گازهای خروجی توربین گازی تأمین می‌شود. COP MED به طور قابل توجهی به قابلیت رطوبت‌زدایی چرخ خشک‌کن بسیار حساس است.

تجزیه و تحلیل مشابه برای سیستم خنک‌کننده ورودی EMD انجام شده و نتایج در جدول ۵-۳ ارائه شده است. نتایج به دست آمده مشابه با نتیجه MED می‌باشد. با این حال، دمای هوا و رطوبت کمی بالاتر است. در بهرگان، دمای هوا ۳۷.۹ درجه با نسبت رطوبت ۳۸.۰ گرم / کیلوگرم کاهش می‌یابد.

می‌توان اشاره کرد که درجه حرارت هوای خروجی برای EMD بسیار نزدیک به سیستم MED است. با این وجود، این مورد برای شیراز صادق نیست. در شیراز، دمای هوا به ۱۷.۶ درجه با عملکرد بالا در چرخ خشک‌کن کاهش می‌یابد در حالی که MED دارای قابلیت کاهش دمای هوا به تنها ۱۰.۷ می‌باشد.

یکی دیگر از نتایج جالب که می‌توان از نتایج ارائه شده به دست آورد بهره‌وری کسب شده با توجه به بهره‌وری بیشتر چرخ خشک‌کن به شمار می‌رود. در شیراز، دمای هوا با ۳.۶ و ۱.۴ در صورت استفاده از MED و EMD کاهش می‌یابد. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که MED وابستگی بیشتر در عملکرد چرخ خشک‌کن دارد. برای هر چهار مورد، کارایی و خروجی قدرت خالص با استفاده از

EMD به عنوان روش خنک کننده ورودی افزایش می یابد. درحالی که ظرفیت خنک کننده EMD

پایین تر از در

جدول (۳-۵): نتایج تجزیه و تحلیل مشابه برای سیستم خنک کننده ورودی EMD

پارامتر				شیراز				بهرگان	
درصد	بالا	درصد	تغییرات	پایین	درصد	تغییرات	درصد	تغییرات	پایین
(C) شرایط دمای هوای کمپرسور	59.3%	17.6	56.0%	19.0	24.7%	36.9	22.7%	37.9	
(%) رطوبت نسبی	e	77.2	e	79.8	e	86.5	E	87.7	
(g/kg) نسبت رطوبت	10.6%	11.8	0.8%	13.3	18.4%	35.4	12.4%	38.0	
(MWe) عملکرد توربین گاز: خروجی خالص برق	20.2%	4,1	19.1%	4	8.5%	4,3	8.0%	4,3	
(%) بهره وری	4.3%	34.3	4.0%	34.2	2.2%	33.1	1.9%	33.0	
(kJ/kWh) نرخ حرارت خاص کارخانه	4.0%	10,503	3.8%	10,529	2.1%	10,890	1.8%	10,915	
(kg/s) نرخ جریان جرم سوخت	15.0%	2.38	14.5%	2.37	6.5%	2.61	6.1%	2.60	
(kg/s) نرخ جریان جرم هوا	8.8%	103.6	8.3%	103.1	3.8%	116.3	3.6%	116.0	
(C) دمای گاز خروجی	e	588.7	e	584.6	e	599.6	E	593.7	
(kW) ظرفیت خنک کننده: سیستم خنک کننده ورودی	e	2943.7	e	2697.9	e	2038.5	E	1729.4	
(kW) نرخ گرما بهبود یافته	e	3145.5	e	3728.3	e	2360.0	E	3338.1	
COP	e	0.94	e	0.72	e	0.86	E	0.52	
(kWe) مصرف برق کمکی	e	246.2	e	246.2	e	246.2	E	246.2	

نتایج شبیه‌سازی برای سیستم خنک‌کننده ورودی MMD در جدول ۵-۴ ارائه شده است. استفاده از دو کولر میسوتسنکو روش مؤثری برای کاهش دمای هوا به همان صورت که در نتایج نشان داده شده می‌باشد. در بهترین وضعیت، دمای هوا با ۸۲.۲٪ از ۴۳.۲ درجه به ۷.۷ درجه در آب‌وهوای خشک مانند شیراز کاهش می‌یابد. برای بهرگان، MMD قادر به کاهش دادن دمای هوا با تقریباً یک‌سوم از مقدار اولیه خود برای عملکرد چرخ خشک‌کن بالا می‌باشد. به‌طور کلی، عملکرد MMD نسبت به هر سه سیستم‌های خنک‌کننده ورودی‌های دیگر بالاتر است. مزیت دیگر خنک‌کننده ورودی MMD به‌طور توانایی قابل‌توجه آن‌ها در رطوبت‌زدایی کردن هوا می‌باشد. هوای وارد شده به کمپرسور شامل مقدار کمی از بخار آب می‌شود. این ویژگی MMD دو مزیت عمده دارد. نخست، هوای خشک و سرد ورودی برق موردنیاز به کمپرسور هوا را کاهش می‌دهد که در نتیجه تولید خالص انرژی کاهش خواهد یافت. دوم، بخار در مرحله‌ی دوم از توربین گازی برای کنترل انتشار NOX بیشتر می‌تواند تزریق شود (Poullikkas A, 2005) که باعث می‌شود سیستم خنک‌کننده ورودی MMD برای نیروگاه توربین گاز تزریق بخار مناسب‌تر باشد. علاوه بر این، بهبود نیروگاه در تولید خالص انرژی و بهره‌وری گزارش شده است. به همین ترتیب، نتیجه‌گرفته می‌شود با سیستم خنک‌کننده ورودی MMD بالاترین قابلیت خنک‌کننده علاوه بر تقویت قدرت صرف‌نظر از شرایط هوای محیطی یا ظرفیت رطوبت چرخ خشک‌کن بدست می‌آید. علاوه بر این، افزایش در بهره‌وری چرخ خشک‌کن بیشترین تأثیر را بر عملکرد ظرفیت خنک‌کننده MMD دارد همان‌طور که با تمام سیستم‌های خنک‌کننده پیشنهاد شده دیگر مقایسه می‌شود.

جدول (۴-۵): نتایج شبیه‌سازی برای مورد سیستم خنک‌کننده ورودی MMD

بهرگان				شیراز				پارامتر
پایین	درصد	بالا	درصد	پایین	درصد	بالا	درصد	
	تغییرات		تغییرات		تغییرات		تغییرات	
35.8	26.9%	34.4	29.8%	11.6	73.1%	7.7	82.2%	(C) شرایط دمای هوای کمپرسور
84.5	E	82.7	e	69.1	e	63.5	e	(%) رطوبت نسبی
32.3	25.6%	29.2	32.7%	7.1	46.2%	5.0	62.1%	(g/kg)نسبت رطوبت
4,3	9.3%	4,3	10.3%	4,2	25.2%	4,3	28.4%	عملکرد توربین گاز: خروجی (MWe)خالص برق
33.1	2.2%	33.2	2.5%	34.6	5.2%	34.8	5.8%	(%) بهره‌وری
10,862	2.3%	10,830	2.6%	10,397	5.0%	10,333	5.6%	نرخ حرارت خاص کارخانه (kJ/kWh)
2.62	6.9%	2.63	7.3%	2.46	18.8%	2.51	21.3%	(kg/s)نرخ جریان جرم سوخت
116.8	4.3%	117.3	4.7%	105.8	11.1%	107.3	12.7%	(kg/s)نرخ جریان جرم هوا
571.3	E	583.6	e	556.1	e	564.5	e	(C)دمای گاز خروجی
2396.7	E	2777.4	e	3911.4	e	4502.2	e	سیستم خنک‌کننده ورودی: (kW)ظرفیت خنک‌کننده
6723.1	E	4758.1	e	7650.2	e	6512.3	e	(kW)نرخ گرما بهبودیافته
0.36	E	0.58	e	0.51	e	0.69	e	COP
492.4	E	492.4	e	492.4	e	492.4	e	(kWe)مصرف برق کمکی

جدول ۵-۵ نتایج شبیه‌سازی برای سیستم خنک‌کننده ورودی EED را ارائه داده است. شرایط

هوا که سیستم خنک‌کننده ورودی EED را ترک کرده نشان می‌دهد که EED ضعیف‌ترین روش

خنک‌کننده ورودی در میان تمام چهار سیستم‌های پیشنهادشده می‌باشد. این موضوع به‌نوبه خود

نشان‌دهنده نکات قابل‌توجه بسیار زیادی از همه مزایای اجرای کولرهای میسوتسنکو به‌جای کولرآبی با چرخ‌های خشک‌کن مورد استفاده در خنک‌کاری هوای ورودی به توربین گازی است.

علاوه بر این، کاهش دادن میزان رطوبت تاثیر بیشتری بر دمای نقطه شبنم هوا دارد که با دمای حباب مرطوب مقایسه می‌گردد. علاوه بر این، میزان رطوبت هوا در صورت استفاده از خنک‌کننده ورودی EED و میزان مصرف برق ورودی کمپرسور بیشتر می‌شود. نیاز به تزریق بخار در مرحله‌ی دوم از نیروگاه توربین گاز بالاتر می‌رود. با افزایش ظرفیت توربین گازی و نیاز به تزریق آب و بخار بیشتر برای کنترل انتشار NO_x، نسبت رطوبت هوای کمتر در خروجی کمپرسور بیشتر مورد نیاز است.

جدول (۵-۵): نتایج شبیه‌سازی برای سیستم خنک‌کننده ورودی EED

بهرگان				شیراز				
پایین	درصد	بالا	درصد	پایین	درصد	بالا	درصد	پارامتر
	تغییرات		تغییرات		تغییرات		تغییرات	
38.5	21.4%	37.5	23.5%	21.6	50.0%	20.2	53.2%	(C) شرایط دمایی هوای کمپرسور
87.0	e	85.8	e	78.5	e	76.1	e	(%) رطوبت نسبی
39.1	10.0%	36.3	16.4%	15.4	16.7%	13.7	3.8%	(g/kg)نسبت رطوبت
4,2	7.5%	4,3	8.3%	3,9	17.0%	4	17.9%	عملکرد توربین گاز: خروجی خالص برق (MWe)
32.9	1.5%	33.0	1.9%	34.0	3.3%	34.1	3.6%	(%) بهره‌وری
10,9 29	1.7%	10,9 03	2.0%	10,5 77	3.3%	10,551	3.6%	(kJ/kWh) نرخ حرارت خاص کارخانه
2.59	5.7%	2.60	6.1%	2.34	13.0%	2.35	13.5%	(kg/s)نرخ جریان جرم سوخت
115. 7	3.3%	116. 1	3.7%	102. 2	7.4%	102.7	7.9%	(kg/s)نرخ جریان جرم هوا
593. 0	e	598. 7	e	582. 8	e	586.4	e	(C)دمای گاز خروجی
1582 .5	e	1898 .4	e	2290 .4	e	2539.2	e	ظرفیت :سیستم خنک‌کننده ورودی (kW)خنک‌کننده
3462 .9	e	2517 .8	e	3980 .8	e	3467.9	e	(kW)نرخ گرما بهبودیافته
0.46	e	0.75	e	0.58	e	0.73	e	COP
246. 2	e	246. 2	e	246. 2	e	246.2	e	(kWe)مصرف برق کمکی

از مقایسه عملکرد چهار سیستم خنک‌کننده ورودی موردبررسی قرار گرفته می‌توان نتیجه

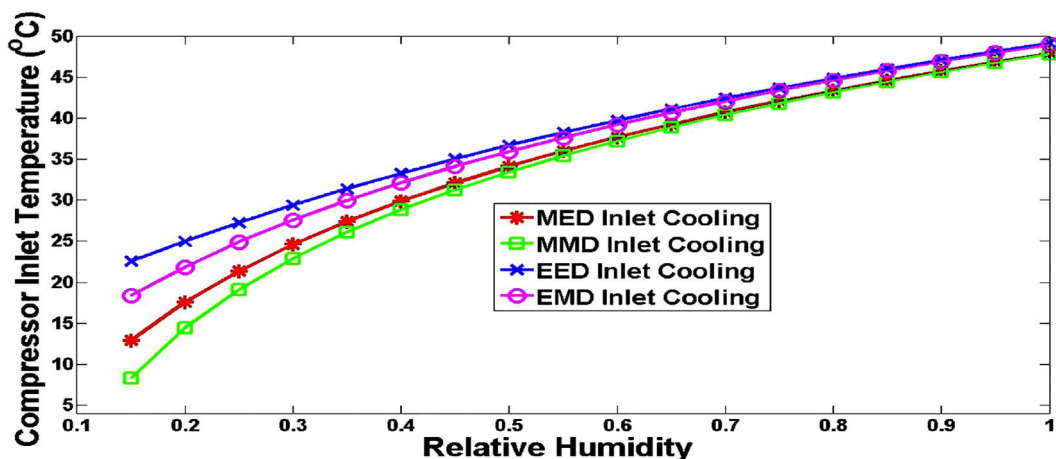
گرفت که هزینه‌های اضافی در سرمایه‌گذاری برای اجرای سیستم های خنک کاری MMD و MED

با عملکرد برتر خود در آب‌وهوای خشک توجیه می‌شود. با این حال، نمی‌توان بیان کرد اگر در محیط‌های مرطوب استفاده شوند به همان اندازه از نظر بهره‌وری سودمند باشند. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، هزینه‌های سرمایه‌گذاری EMD و EED کمتر از MMD و MED می‌باشد و ممکن است برای آب‌وهوای مرطوب مناسب‌تر باشد. راه‌حل دیگر این است که تعداد چرخ‌های خشک‌کن به رطوبت‌های بیشتر در هوای ورودی افزایش یابد. رطوبت هوای بیشتر تأثیر بیشتری بر عملکرد کولر می‌سوتسنکو دارد. اثرات افزایش دادن تعداد چرخ خشک‌کن توسط زادپور و نیکویان (Zadpoor, Nikooyan, ۲۰۰۸) مورد مطالعه قرار گرفته است و نتایج نشان می‌دهد که افزایش ظرفیت خنک‌کننده ورودی سیستم با زیاد کردن تعداد چرخه‌ها به دست آمده است. با این وجود، افت فشار در چرخ خشک‌کن قابل توجه خواهد بود و به نوبه خود بر راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی تأثیر می‌گذارد.

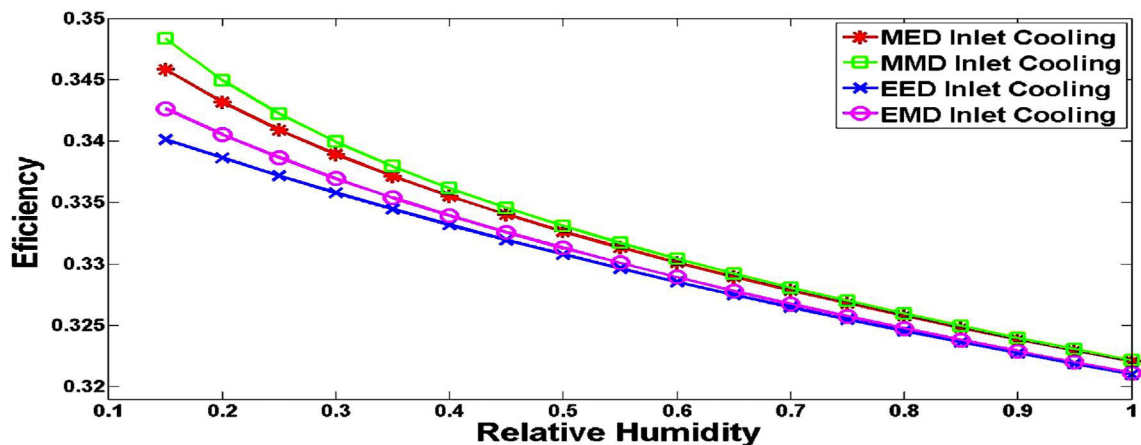
اثرات آب‌وهوای مرطوب در سیستم‌های مختلف خنک‌کننده ورودی از طریق مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی مورد حاصل از سیستم‌های ارائه شده در بهرگان و شیراز بررسی قرار گرفت. با این حال، برای درک بهتر اثر رطوبت بر روی سیستم ورودی خنک‌کننده، اثر آن به‌طور کامل با تغییر نسبی اولیه از رطوبت ۱۵٪ تا ۱۰۰٪ مورد مطالعه قرار گرفت در حالی که دمای اولیه و بازسازی در ۴۹ و ۱۰۰ درجه در حال ثابت نگه‌داشته شده است. اثر رطوبت نسبی بر دمای ورودی کمپرسور (درجه حرارت هوا ترک‌کننده سیستم خنک‌کننده ورودی) در شکل ۵-۱ به تصویر کشیده شده است به‌طور کلی، رطوبت نسبی هوای گرم اثربخشی تمام سیستم ارائه شده را کاهش خواهد داد. MMD بالاترین ظرفیت خنک‌کننده را در مقایسه با سیستم‌های خنک‌کننده دارد. با این حال، با افزایش رطوبت نسبی عملکرد آن را نسبت به سیستم خنک‌کننده ورودی دیگر کاهش خواهد داد. با توجه به کولرهای آبی و می‌سوتسنکو، می‌توان نتیجه گرفت که کولرهای می‌سوتسنکو برتری بسیاری به انواع کولر آبی در آب‌وهوای خشک دارند و در حالی که رطوبت هوا افزایش می‌یابد، تفاوت بین اثر آن‌ها به‌طور

قابل توجهی کمتر خواهد شد. در نتیجه، افزایش تعداد چرخ خشک کن و استفاده از کولر میسوتسنکو مثل روش های خنک کننده امیدوار کننده است که نیاز به تحقیقات بیشتری دارد.

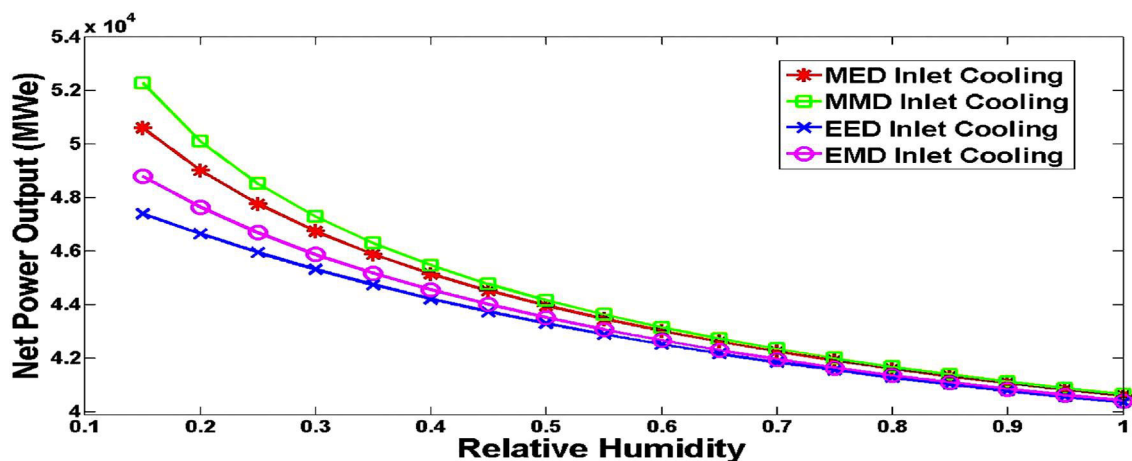
شکل های ۲-۵ و ۳-۵ تأثیر رطوبت نسبی هوا بر راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی را به ترتیب نشان می دهد. مصرف برق کمکی با تنوع رطوبت نسبی تغییر نمی کند. در نتیجه، قدرت خروجی واقعی می تواند توسط کسر مقادیر مصرف قدرت ارائه شده محاسبه شود که در بخش قبلی از نتایج ارائه شده است. به همین ترتیب، MMD بهترین سیستم خنک کننده ورودی برای آب و هوای خشک می باشد که نزدیک به MED و EMD در نظر گرفته می شود. EED بدترین عملکرد را در میان دیگر سیستم های خنک کننده ورودی پیشنهاد شده در پایین با مقادیر رطوبت نسبی هوای ورودی دارد. علاوه بر این، کارایی و قدرت خروجی خالص توربین های گازی تقریباً یکسان می شود همان طور که رطوبت نسبی به ۱۰۰٪ بدون در نظر گرفتن سیستم خنک کننده ورودی به کار گرفته می شود. در نتیجه، ممکن است به کار گرفتن EMD و یا EED برای آب و هوای مرطوب مقرون به صرفه تر باشد مگر اینکه تعدادی از چرخ های خشک کن استفاده شده در سیستم خنک کننده ورودی افزایش می یابد.



شکل ۵۰-۱: اثر رطوبت نسبی بر دمای ورودی کمپرسور

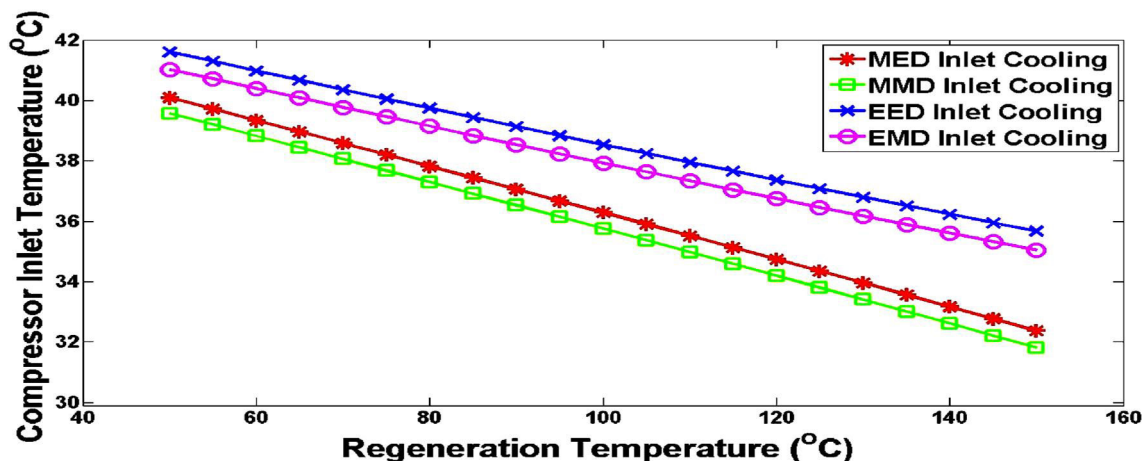


شکل ۵۰-۲: تأثیر رطوبت نسبی هوا بر راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی



شکل ۵۰-۳: تأثیر رطوبت نسبی هوا بر تولید خالص انرژی

یکی دیگر از راه‌حل‌های ممکن برای افزایش اثربخشی سیستم خنک‌کننده هوای ورودی این است که دمای بازسازی را افزایش دهیم. هوای بازسازی می‌تواند تا دماهای بالاتر گرم شود تا زمانی که بازیابی حرارت برای این منظور استفاده شود. نیروگاه توربین گازی ساده مقدار زیادی از گرمای تلف‌شده را نگه‌داشته که می‌تواند در سیستم‌های خنک‌کننده ورودی برای درجه حرارت بازسازی بالاتر اجرا شده و می‌تواند رطوبت‌گیری چرخ خشک‌کن را افزایش دهد. محدودیت‌های ذکر شده از دمای گاز خروجی باید در صورت استفاده از نیروگاه‌های چرخه ترکیبی در نظر گرفته شود زیرا بخشی از انرژی حرارتی تلف‌شده در حال حاضر در چرخه پائینی ژنراتور بخار گرمایی بهبود می‌یابد.



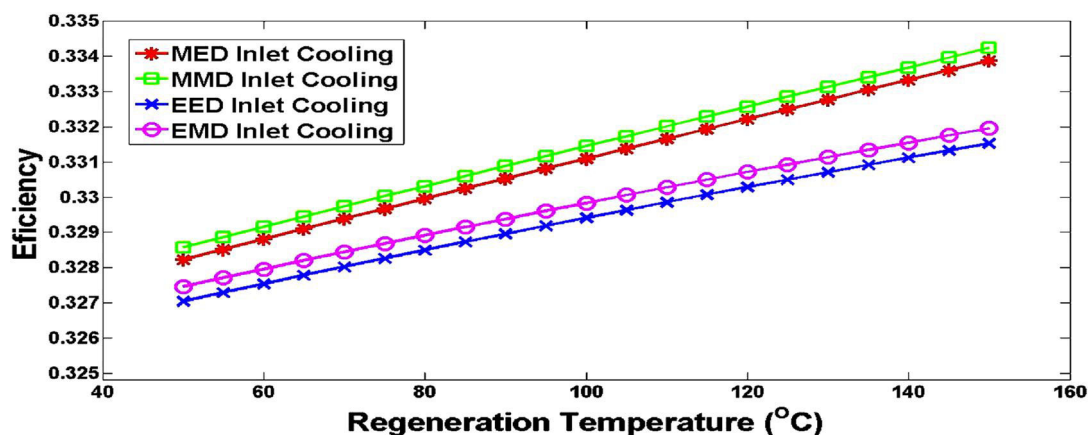
شکل ۴-۵۰: اثر درجه حرارت بازسازی در درجه حرارت کمپرسور ورودی

اثر درجه حرارت بازسازی در درجه حرارت کمپرسور ورودی در شکل ۴-۵ به تصویر کشیده شده است. تجزیه و تحلیل دقیق برای شرایط آب و هوایی بهرگان به تنهایی انجام شده است و از آنجائی که عملکرد سیستم خنک کننده ورودی برای شیراز قبلاً قابل قبول بود پس افزایش دمای بازسازی اثرات مثبت بر روی تمام سیستم های خنک کننده ورودی پیشنهاد شده دارد. با این حال، نتایج نشان می دهد که افزایش دادن دمای بازسازی، تأثیر معنادار بیشتری در ظرفیت های خنک کننده MMD و MED دارد.

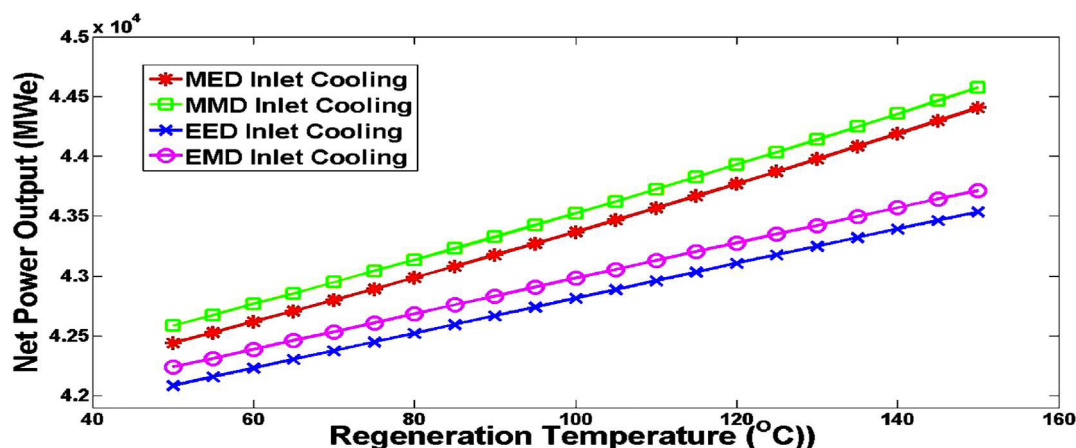
نتایج مربوط به اثر دمای بازسازی بر راندمان توربین گازی در شکل ۵-۵ نشان داده شده است. راندمان توربین گاز و تولید خالص انرژی با دمای ورودی کمپرسور متناسب است. در نتیجه، توربین گازی به همراه MMD به عنوان روش خنک کننده ورودی دارای بالاترین بهره وری برای همه درجه حرارت های بازسازی شده می باشد. علاوه بر این، نتایج خنک کننده ورودی EED در پایین ترین بهره وری نیروگاه قرار دارد. با این حال، اثر دمای بازسازی در راندمان حرارتی نیروگاه تأثیر نسبتاً کمی دارد.

نتایج مربوط به اثرات دمای بازسازی بر روی تولید خالص انرژی توربین گازی در شکل ۵-۶ نشان داده شده است. پیش بینی می شد که تأثیر دمای بازسازی بر روی خروجی قدرت شبکه تأثیر

یکسانی بر درجه حرارت هوای ورودی کمپرسور دارد. به همین ترتیب، افزایش درجه حرارت بازسازی معمولاً تأثیر بیشتری بر تولید خالص انرژی برای هر دو MMD و MED سیستم‌های ورودی خنک کننده دارد.



شکل ۵-۵: نتایج مربوط به اثر دمای بازسازی بر راندمان توربین گازی



شکل ۶-۵: نتایج مربوط به اثرات دمای بازسازی بر روی تولید خالص انرژی توربین گازی

سیستم پیشنهادی می‌تواند برای طیف گسترده‌ای از اهداف خنک کننده ورودی ظرفیت توربین گازی به کار گرفته شود. کولر میسوتسنکو با چرخ‌های خشک‌کن باعث افزایش ظرفیت خنک کننده از سیستم برای آب و هوای مرطوب و خشک می‌شود.

علاوه بر این، یکپارچه سازی میسوتسنکو با خشک‌کن برای کاربردهای مسکونی با کوچک تر ظرفیت کمتر این امکان را دارد که بتواند به عنوان یک گزینه برای بررسی آب و هوای گرم و مرطوب

مانند بهرگان در نظر گرفته شود. مبدل حرارتی هوا به هوا و بخاری هوا بازیابی گرم فضای بزرگتری را اشغال می‌کند.

علاوه بر این، طراحی مبدل حرارتی نیازهای اثربخشی را تأمین می‌کند و در همان زمان با حداقل فشار بسیار چالش برانگیز می‌شود.

علاوه بر این، چگالی کم، میزان جریان جرمی بالا و درجه حرارت بالا از جریان انتخاب مبدل حرارتی را پیچیده می‌کند. بر اساس معیارهای ذکر شده، مبدل‌های حرارتی فشرده مانند مبدل‌های حرارتی صفحه ای، مبدل گرما مدار چایی، مبدل‌های حرارتی صفحه و مبدل حرارتی مارپیچ نامزدهای موجود هستند. حتی اگر مبدل‌های حرارتی فشرده فضای کمتری را اشغال کند و حتی فشار افت کرده و هزینه‌های آن‌ها بالاتر رود.

برای ارزیابی عملکرد سیستم‌های خنک‌کننده ورودی پیشنهاد شده، ظرفیت‌های خنک‌کننده و تقویت‌های قدرتی در مقایسه با تکنیک‌های خنک‌کننده ورودی از جمله کولرهای ورودی تبخیری مستقیم، چیلرهای مکانیکی و سیستم خنک‌کننده هوای ورودی خشک‌کن پیشنهاد شده توسط زادپور و گلشن محبوب‌تر و تجاری‌تر می‌باشند. زادپور و گلشن (Zadpoor, ۲۰۰۶) توصیه می‌کنند که خنک‌کننده هوای ورودی خشک‌کن که در جریان‌های هوا قرار می‌گیرند از طریق دو کولر تبخیری (اولین غیرمستقیم و دوم مستقیم) پس از رطوبت چرخ خشک‌کن پردازش می‌شوند. در این پایان‌نامه، این سیستم خنک‌کننده ورودی به‌عنوان (خشک‌کن تبخیری زادپور) سیستم خنک‌کننده ورودی ZED نامیده می‌شود. کولر تبخیری مستقیم و چرخ خشک‌کن بر اساس فرمول ریاضی پیشنهاد شده در این تحقیق مدل‌سازی شده‌اند. علاوه بر این، کولرآبی غیرمستقیم با بازدهی حباب مرطوب به میزان ۰.۷ در نظر گرفته شده است. بازده‌های چرخ خشک‌کن بر اساس عملکرد بالای چرخ خشک‌کن از ۰.۹۵ و ۰.۰۵ به ترتیب انتخاب شده و دمای بازسازی آن‌ها ۱۰۰ درجه در نظر گرفته می‌شود.

نتایج مربوط به عملکرد سه سیستم خنک‌کننده ورودی برای آب‌وهوا در بهرگان در جدول (۵-۶) نشان داده شده است. در نظر بگیرید که هر دمای مطلوب خروجی را می‌توان با چیلرهای مکانیکی به دست آورد، این روش خنک‌کننده ورودی دارای ظرفیت‌های خنک‌کننده حداکثر در میان تمام هفت ورودی سیستم بررسی شده در این پایان‌نامه می‌باشد. با این حال، چیلرهای مکانیکی مقدار قابل توجهی از برق موردنیاز خود را برای عملیات مصرف می‌کنند. در نتیجه، تقویت قدرت واقعی توسط یکپارچه‌سازی چیلر مکانیکی ۵.۱۵ مگاوات به دست می‌آید. علاوه بر این، افزایش توان خروجی شبکه برای کولرآبی مستقیم و خنک‌کننده ورودی ZED، ۲.۵۶ و ۲.۷۷ مگاوات می‌باشند. جالب است ذکر شود که عملکرد خنک‌کننده ورودی ZED کمی بهتر از کولرآبی به شمار می‌رود. مقایسه عملکرد ورودی خنک‌کننده ZED با سیستم‌های خنک‌کننده ورودی در این پایان‌نامه ارائه شده است، می‌توان نتیجه گرفت که ظرفیت خنک‌کننده آن از ۱۸۳۰.۴ کیلووات نزدیک به ظرفیت خنک‌کننده EED از ۱۸۹۸.۴ کیلووات می‌باشد. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که هر چهار سیستم خنک‌کننده ورودی پیشنهاد شده برای آب‌وهوای بهرگان از سیستم خنک‌کننده ورودی ZED مناسب‌تر است. با در نظر گرفتن قدرت تقویت به‌عنوان معیارهای اصلی برای انتخاب کردن سیستم خنک‌کننده هوای ورودی بهینه برای بهرگان، چیلر مکانیکی مناسب‌ترین نامزد برای این کار خواهد بود. با این وجود، میزان جریان جرمی سوخت برای دو سیستم خنک‌کننده ورودی بالای (به‌عنوان مثال چیلر مکانیکی و MMD) ۲.۸۹ کیلوگرم / s و ۲.۶۳ کیلوگرم / می‌باشد که ۸۲۰۰ تن از سوخت اضافی در هر سال برای اجرا کردن توربین گاز با یک سیستم خنک‌کننده ورودی چیلر مکانیکی موردنیاز قرار می‌گیرد؛ بنابراین، تجزیه و تحلیل اقتصادی برای ارزیابی امکان‌سنجی سوخت اضافی موردنیاز در برابر قدرت فوق‌العاده تولید شده موردنیاز می‌باشد.

جدول (۵-۶): نتایج مربوط به عملکرد سه سیستم خنک کننده ورودی برای آب و هوا در بهرگان

پارامتر	ZED	چیلر جذبی	کولر تبخیری
(C) شرایط دمایی هوای کمپرسور	۳۸.۶	۴۱	۱۵
(%) رطوبت نسبی	۷۳.۸	۹۱.۸	۱۰۰
(g/kg) نسبت رطوبت	۳۵.۲	۴۷.۴	۱۰.۷
(MWe) عملکرد توربین گاز: خروجی خالص برق	۴,۲۷	۴,۲۴	۵,۰۱
(%) بهره‌وری	۳۳	۳۲.۹	۳۴.۶
(kJ/kWh) نرخ حرارت خاص کارخانه	۱۰.۹	۱۰.۹۵	۱۰.۴۲۰
(kg/s) نرخ جریان جرم سوخت	۲.۵۸	۲.۵۷	۲.۸۹
(kg/s) نرخ جریان جرم هوا	۱۱۵.۷	۱۱۴.۸	۱۲۵.۲
(C) دمای گاز خروجی	۵۵۵.۷	۶۱۵.۴	۶۱۰.۵
ظرفیت: سیستم خنک کننده ورودی (kW) خنک کننده	۱۸۳۰.۴	-	۱۴.۵۳۵
(kW) نرخ گرما بهبودیافته	۸۸۴۹.۱	-	۵۰۱۲.۱
COP	۰.۲۱	-	۲.۹
(kW) مصرف برق کمکی	۱۳۱.۳	۳۸.۳	۳۸.۳

۵-۲ ارزیابی فنی و اقتصادی

یکی از مهمترین عوامل در تصمیم گیری به منظور رد یا پذیرش یک طرح صنعتی، بعد از ارزیابی های فنی طرح، بررسی اقتصادی طرح می باشد. طرح صنعتی مناسب، طرحی است که علاوه بر دارا بودن توجیه فنی و با در نظر گرفتن کلیه محدودیت ها در ساخت، تعمیر و نگه داری و بهره برداری، از لحاظ اقتصادی نیز دارای توجیه مناسب باشد .

یکی از پارامترهای مهم در ارزیابی توجیه اقتصادی یک طرح صنعتی، بازگشت سرمایه می باشد. بازگشت سرمایه از تقسیم، میزان سرمایه گذاری برای انجام پروژه بر میزان درآمدهای دوره‌های و یا صرفه جویی صورت گرفته ناشی از انجام طرح، بدست می آید. بازگشت سرمایه ساده را می توان به کمک رابطه ی ۵-۱ محاسبه نمود.

$$PB=CC/AS \quad 6 \quad (5-1)$$

در رابطه فوق، CC نشان دهنده سرمایه گذاری اولیه مورد نیاز برای انجام پروژه، PB مدت زمان بازگشت سرمایه بر حسب سال و AS نشان دهنده در آمد و یا صرفه جویی سالانه ناشی از پروژه می باشد. برای محاسبه زمان بازگشت سرمایه در طرح پیشنهادی ابتدا بایستی میزان هزینه لازم برای خرید کالا و یا تجهیز مورد نظر مشخص شود.

سرمایه گذاری اولیه مورد نیاز جهت پروژه، هزینه های صورت گرفته جهت خرید کالا و تجهیزات مرتبط با طرح صنعتی می باشد. صرفه جویی دوره ای از کسر هزینه های دوره ای از درآمد دوره‌های بدست می آید.

۷ هزینه دوره ای به طور کل شامل دو قسمت عمده زیر می باشد.

۱- هزینه عملیاتی: این پارامتر، هزینه سوخت، دستمزد کارگر و هرآنچه به طرح در حین

فعالیت بستگی دارد را شامل می شود .

۸ ۲- هزینه تعمیر و نگه داری: هر تجهیز و یا طرح صنعتی برای عملکرد بهتر و مناسبتر

نیاز به یکسری بازرسی ها و همچنین تعمیرات در طول دوره عملکرد خود می باشد.

هزینه های مربوط به تعمیر و نگهداری معمولاً به صورت درصدی از سرمایه گذاری

اولیه برای خرید تجهیز و یا انجام طرح صنعتی به حساب آورده می شود.

در این بخش از پایان نامه به بررسی و ارزیابی اقتصادی طرح خنک کاری هوای ورودی به

کمپرسور توسط سیستم های مورد بحث می پردازیم .

یکی از علل غیر اقتصادی بودن اجرای این پروژه در حال حاضر، مشکلات ارزی موجود در

کشور و افزایش قیمت دلار در برابر ریال و همچنین پایین بودن قیمت برق در ایران به نسبت قیمت

جهانی این حامل انرژی است .

در محاسبات این پایان نامه قیمت برق به ازای هر کیلووات ساعت ۱۰۰۰ ریالی، قیمت هر متر

مکعب گاز طبیعی ۱۰۰۰ ریال و همچنین قیمت هر دلار در محاسبه ۱۰۰۰۰۰ ریال در نظر گرفته

شده است.

بنابراین به نظر می رسد تغییر نرخ ارز و همچنین پایین بودن قیمت برق و گازها به نسبت

قیمت های جهانی این حامل های انرژی در جهان، تاثیر زیادی بر توجیه اقتصادی پروژه خواهد داشت.

برآورد اقتصادی علاوه بر سرمایه اولیه مورد نیاز برای خرید و نصب تجهیزات، شامل هزینه های

عملیاتی و همچنین تعمیر و نگهداری می باشد.

به منظور ارزیابی دقیق عملکرد هر یک از سیستم های خنک کننده ورودی، یک ارزیابی اقتصادی

به عنوان ابزار قضاوت مناسب برای انتخاب سیستم خنک کننده ارائه شده است. در ابتدا، تجزیه و تحلیل

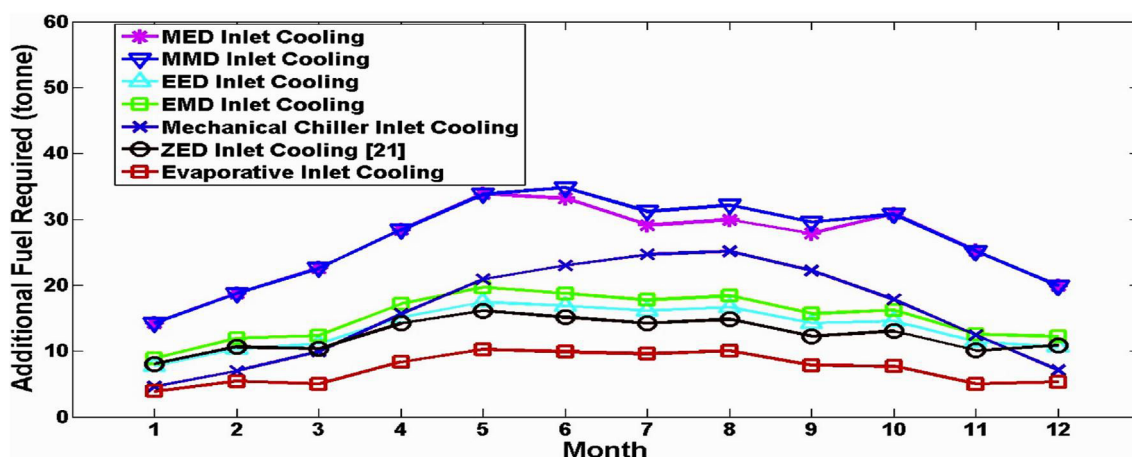
گذرا برای ارزیابی مقدار کل قدرت و سوخت سالانه اضافی ناشی از استفاده از یک سیستم خنک کننده

هوای ورودی به توربین گاز انجام شده است. این برآورد هزینه برای توربین های بهرگان شامل دو

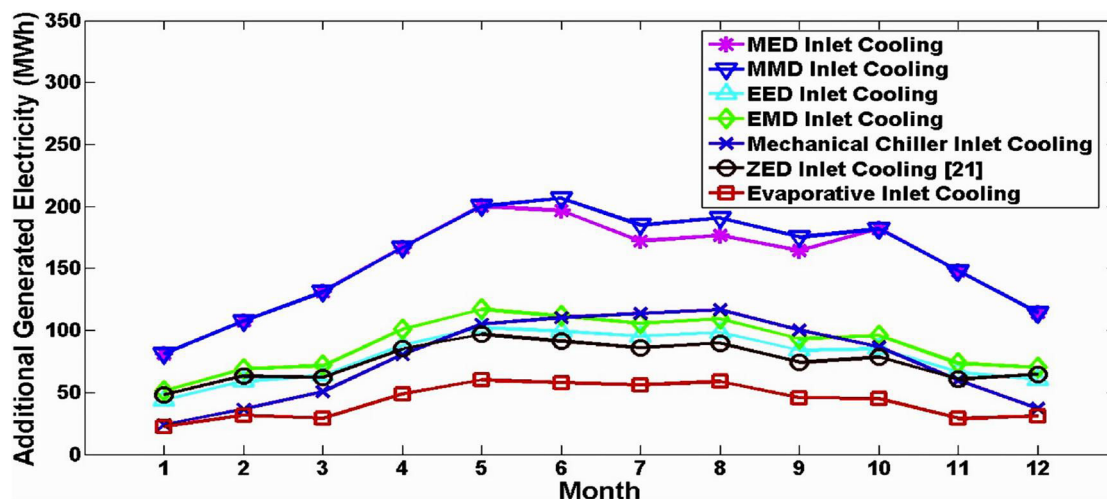
توربین سکوی نوروز، سه توربین سکوی سروش و ۵ توربین منطقه نفتی بهرگان که مجموعاً توانی بالغ بر ۵۰ مگاوات را شامل می شود انجام شده است. در نتیجه، درجه حرارت هوای متوسط و رطوبت نسبی هوا در ۱ ساعت برای بهرگان در نظر گرفته می شود (نمونه هواشناسی سال NREL). برای تجزیه و تحلیل سیستم های خنک کننده هوا ورودی خشک کن، بهره وری چرخ خشک کن بالا ($F1 = 0.05$ و $F2 = 0.95$) و دمای بازسازی ۱۰۰ درجه انتخاب می شوند. فرض بر این است که سیستم خنک کننده ورودی تنها زمانی عمل می کند که دمای محیطی هوا بیشتر از ۱۵ درجه باشد. علاوه بر این، در نظر گرفته می شود که هوا با درجه حرارت کمتر از ۵ درجه به منظور اجتناب از موقعیت یخ زدگی در ورودی پمپ خنک نخواهد شد. در نتیجه، حداکثر دمای مجاز که در آن هوا پایین خواهد بود به سیستم های خنک کننده ورودی ۵ درجه اختصاص داده شده است. تجزیه و تحلیل گذرا در طول یک روز برای همراه به طور جداگانه انجام می شود.

برق اضافی روزانه تولید شده با توجه به استفاده از سیستم خنک کننده ورودی برای توربین های گازی در بهرگان در شکل ۵-۷ به تصویر کشیده شده است. توجه داشته باشید که تقویت قدرت ورودی خنک کننده در طول تابستان به حداکثر می رسد. علاوه بر این، حداکثر افزایش برق ۲۰۶.۷ مگاوات بر ساعت با خنک کننده ورودی MMD در تیرماه مرتبط است. علاوه بر این، برق اضافی تولید شده با توجه به نصب چیلر مکانیکی در طول ماه های دی و بهمن به طور قابل توجهی پائین آمده در حالی که عملکرد آن در ماه مرداد به حداکثر می رسد. کاهش دمای هوای ورودی کمپرسور سرعت جریان جرمی هوا را در کمپرسور را در نتیجه مقدار بیشتری از سوخت جرمی دبی در محفظه احتراق افزایش می دهد. سوخت اضافی مورد نیاز روزانه به علت استفاده از سیستم خنک کننده ورودی برای نیروگاه های توربین گازی در بهرگان در شکل ۵-۸ نشان داده شده است. انتظار می رود، حداکثر سوخت اضافی برای کارکرد توربین گازی از ۳۴.۷۹ تن سوخت گاز طبیعی در ارتباط با خنک کننده ورودی MMD در همراه لازم است. نتایج مقایسه ای در شکل ۵-۷ و ۵-۸ نشان می دهد که شاید سوخت اضافی چیلر مکانیکی مورد نیاز در طول تابستان، به طور قابل توجهی بالا رود در حالی که برق

اضافی تولیدشده قابل توجه نیست. علاوه بر این، هر چهار سیستم خنک کننده هوای ورودی به توربین در این پایان نامه سیستم خنک کننده هوای ورودی ZED را در تمام طول سال پیشنهاد کرده است. از سوی دیگر، هر چهار سیستم خنک کننده ورودی به سوخت بیشتری برای انجام عملیات سیستم نیاز دارد.



شکل ۵-۷: برق اضافی روزانه تولیدشده با توجه به استفاده از سیستم خنک کننده ورودی برای یک نیروگاه های توربین گازی در بهرگان



شکل ۵-۸: سوخت اضافی مورد نیاز روزانه به علت استفاده از سیستم خنک کننده ورودی برای نیروگاه های توربین گازی در بهرگان

تجزیه و تحلیل گذرا پایه و اساس مناسبی را در کنار ارزیابی فنی در بررسی پتانسیل اقتصادی هر سیستم خنک کننده ورودی برای نیروگاه های انرژی توربین گاز فراهم می کند. در ابتدا، برآوردهای اولیه از هزینه سرمایه گذاری برای هر سیستم خنک کننده ورودی مورد نیاز است. این امر می تواند در برآورد هزینه اضافی مورد نیاز از خنک کننده ورودی مبتنی بر خشک کن به دلیل عدم وجود اطلاعات در خنک کننده هوای خشک کن در چنین میزان جریان حجمی هوای بالا پیچیده شود. با این حال، هزینه تجهیزات برآورد شده بر اساس روش بوهم (Boehm RF, ۱۹۸۷) می باشد. این روش هزینه سرمایه از تجهیزات بزرگ تر را بر اساس هزینه تجهیزات کوچک تر و صرفه جویی در مقیاس پیش بینی می کند. در نتیجه، هزینه سرمایه گذاری خنک کننده ورودی خشک کن از جمله سیستم های MMD، MED، EMD، و ZED بر اساس تجزیه و تحلیل اقتصادی سیستم های تهویه هوای خشک کن های مختلف برآورد می شود. هزینه های سرمایه گذاری از چیلر مکانیکی و کولر آبی بر مبنای میانگین سالانه برق اضافی تولید شده توسط توربین گازی به ترتیب ۵۰۰ میلیارد ریال / کیلووات و ۵۰ میلیارد ریال / کیلووات بر ساعت، بیان شده است. علاوه بر این، هزینه های سرمایه گذاری میسوتسنکو و انواع کولر آبی غیرمستقیم با تجزیه و تحلیل مقدماتی LMTD ولوله حرارتی، معادله هزینه مبدل های ارائه شده را برآورد می کند. در نهایت، هزینه های مبدل حرارتی هوا به هوا و حرارت هوای محاسبه شده بر اساس صفحه حرارتی مبدل های ارائه شده توسط تورتون محاسبه می گردد.

نیازهای تعمیر و نگهداری برای سیستم های خنک کننده مبتنی بر خشک کن کمتر است تا جایی که آنها قطعات متحرک کمتری دارند. در نتیجه، هزینه های نگهداری برای خنک کننده ورودی خشک کن و خنک کننده تبخیری مستقیم تا ۴ درصد از هزینه سرمایه اولیه در نظر گرفته شده است. از سوی دیگر، ۶ درصد از هزینه سرمایه اولیه به عنوان هزینه نگهداری چیلر مکانیکی در نظر گرفته است. سه مدل مختلف اقتصادی در این پایان نامه از جمله دوره بازگشت سرمایه، نرخ بازده، و میزان صرفه جویی مورد توجه قرار گرفته است. فرمولاسیون ریاضی آنها از مدل ارائه شده توسط

کریدر و همکاران به تصویب رسید. نرخ تورم، نرخ تنزیل، قیمت طبیعی گاز و برق در بهرگان به ترتیب ۳.۷٪، ۸٪، ۳ میلیارد ریال و ۰.۰۷ میلیارد ریال / کیلووات ساعت، در نظر گرفته می‌شود.

۹ همچنین فرض بر آنست که الکتریسیته مورد نیاز سیستم پمپاژ از طریق برق اضافی تولید شده توسط توربین گازی تامین می‌گردد. در جدول زیر خلاصه برآورد سرمایه اولیه مورد نیاز برای بکارگیری سیستم MED آورده شده است.

جدول ۵-۷ خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری MED

میزان سرمایه گذاری اولیه برای سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل MED	
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)
هزینه طراحی و ساخت و نصب و تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۱۰ ۵ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۱۱ ۶.۵ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۱۲ ۱۷ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۱۳ ۱۰.۳ میلیارد
مجموع	۱۴ ۳۸.۸ میلیارد

در ادامه برآورد سرمایه اولیه برای استفاده از سیستم های خنک کاری مورد بحث آورده شده است.

جدول ۵-۸: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری MMD

میزان سرمایه گذاری اولیه برای سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل MMD	
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)
هزینه طراحی ، ساخت و نصب ، تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۱۵ ۹.۲ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۱۶ ۸.۴ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۱۷ ۱۷ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۱۸ ۱۲ میلیارد
مجموع	۴۴.۶ میلیارد

جدول ۵-۹: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EMD

میزان سرمایه گذاری اولیه برای سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل EMD		
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)	
هزینه طراحی ، ساخت و نصب ، تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۱۹	۵ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۲۰	۳ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۲۱	۱۲ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۲۲	۹ میلیارد
مجموع	۲۳	۲۹ میلیارد

جدول ۵-۱۰: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EED

میزان سرمایه گذاری اولیه برای سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل EED		
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)	
هزینه طراحی ، ساخت و نصب ، تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۴	۴ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۳	۳ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۸.۱	۸.۱ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۵	۵ میلیارد
مجموع	۲۰.۱	۲۰.۱ میلیارد

جدول ۵-۱۱: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری CHILLER

تجهیزات	قیمت (چیلر ۶۰۰ تنی) (ریال)
چیلر جذبی به همراه برج خنک کن، پمپ های آب خنک کن و لوله ها و اتصالات مربوطه نصب و تعمیر و نگهداری	۱۴.۷ میلیارد
مبدل حرارتی فشرده، پمپ های انتقال آب سرد از چیلر به مبدل به همراه اتصالات و سیستم کنترل و فرمان	۲.۳ میلیارد
مجموع	۱۷ میلیارد

جدول ۵-۱۲: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری EC

میزان سرمایه گذاری اولیه برای سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل EC		
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)	
هزینه طراحی ، ساخت و نصب ، تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۲۴	۰.۶ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۲۵	۰.۲ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۲۶	۰.۵ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۲۷	۰.۱ میلیارد
مجموع	۲۸	۱.۳ میلیارد

جدول ۵-۱۳: خلاصه سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری ZED

میزان برای سرمایه گذاری اولیه سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین با مدل ZED		
نوع هزینه جهت سرمایه گذاری اولیه	میزان هزینه (ریال)	
هزینه طراحی، ساخت و نصب، تعمیر و نگهداری سیستم های خنک کاری	۲۹	۳ میلیارد
هزینه طراحی و نصب سیستم های کنترلی	۳۰	۳.۴ میلیارد
هزینه الکتروپمپ ها، مبدل ها و خشک کن ها و سایر لوازم	۳۱	۷.۲ میلیارد
هزینه لوله و اتصالات	۳۲	۳.۱ میلیارد
مجموع	۳۳	۱۶.۷ میلیارد

نتایج مربوط به ارزیابی های اقتصادی در هفت سیستم خنک کننده هوای ورودی برای نیروگاه گازی در بهرگان در جدول (۵-۱۴) به تصویر کشیده شده است. توجه کنید که چهار سیستم خنک کننده ورودی بالاترین سرمایه گذاری اولیه را در مقایسه با دیگر سیستم های خنک کننده جایگزین پیشنهاد داده اند. علاوه بر این، می توان از نتایج نتیجه گرفت که ترکیب کولر میسوتسنکو هزینه سرمایه اولیه مورد نیاز را افزایش می دهد. اول، هزینه سرمایه اولیه میسوتسنکو بیشتر از کولرهای تبخیری مستقیم و غیرمستقیم است. دوم، اجرای کولر میسوتسنکو در جریان هوای پردازش (جریان هوا بالا) خواستار بازسازی بیشتر بوده و نرخ جریان توده هوا را پردازش می کند. هرچند، MMD بالاترین هزینه سرمایه را دارد، این سیستم هر دو خروجی نیروگاه و میزان جریان جرمی مورد نیاز بهرگان را در بر می گیرد. علاوه بر این، تولید برق اضافی چیلر مکانیکی کمتر از چهار سیستم خنک کننده ورودی پیشنهادی شده می باشد. با این حال، چیلر مکانیکی نیاز به سوخت اضافی دارد که تنها کمتر از هر دو سیستم خنک کننده ورودی MMD و MED می باشد. بنابراین، یک چیلر مکانیکی دارای سیستم خنک کننده هوای ورودی مناسب نیست زیرا نمی تواند گرمای تلف شده در گازهای

اگزوز توربین گازی را استفاده کند و همچنین میزان قابل توجهی از انرژی تولیدی را مصرف کند. در نتیجه، اجرای سیستم خنک کننده ورودی برای نیروگاه قدرت توربین گازی در بهرگان به شدت به دلیل تأثیر مثبت آن بر تولید خالص انرژی توصیه می شود. بر این اساس دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازگشت، کولر تبخیری مستقیم بیشترین توجه را از نظر اقتصادی در سیستم خنک کننده هوای ورودی برای بهرگان پس از سیستم خنک کننده ورودی ZED دارد. با این حال، این ارزیابی های اقتصادی هستند به عنوان راهنما در نظر گرفته شده و تجزیه و تحلیل دقیق از عملکرد اقتصادی سیستم های خنک کننده هوای ورودی ارائه نشده است. با توجه به بهبود قابل توجه در عملکرد نیروگاه و با توجه به راه اندازی MED و MMD، یکی ممکن است استدلال کنند که درآمد سالانه بیشتر با این سیستم خنک کننده ورودی پس از دو سال اول کسب خواهد شد. به عنوان مثال، درآمد سال اول با توجه به کارکرد MED و MMD به مقدار ۲.۳۷ میلیارد ریال و ۲.۳۲ میلیارد ریال می رسد. در مقابل، درآمد سال اول با توجه به استفاده از ZED و کولر تبخیری مستقیم ۱.۱۱ میلیارد ریال و ۰.۶۸ میلیارد ریال محسوب می شود؛ بنابراین، تصمیم می گیرند تا روش چرخه صرفه جویی را برای ارائه دامنه وسیع تری از عملکرد سیستم خنک کننده ورودی اقتصادی پیاده سازی کنند. بر اساس نتایج ارائه شده در جدول (۵-۱۴) و سیستم خنک کننده ورودی MED با صرفه جویی ۳۱.۸۸۲ میلیارد ریال، روش خنک کننده ورودی از لحاظ اقتصادی برای ۵۰ مگاوات نیروگاه گازی در بهرگان با طول عمر ۲۵ سال توجه می شود.

جدول (۵-۱۴): نتایج مربوط به ارزیابی‌های اقتصادی در هفت سیستم خنک‌کننده هوای ورودی برای نیروگاه‌های و سکوها مگاوات در بهرگان گازی ۵۰

نوع سیستم خنک کاری	هزینه اولیه (میلیارد ریال)	تولید برق MWh اضافی	سوخت اضافی مورد نیاز (تن)	بازگشت سرمایه (سال)	نرخ بازگشت سرمایه (%)	صرفه جویی (میلیارد ریال)
MED	۳۸.۸	۵۶.۱	۹۵۵۶.۲	۱.۶۷	۵۹.۹	۳۱۸.۸
MMD	۴۶.۴	۵۷.۴	۹۷۸۱.۸	۱.۹۶	۵۱	۳۱۷.۸
EMD	۲۹	۳۲.۵	۵۵۳۰.۱	۲.۱۹	۴۵.۷	۱۷۵.۱
EED	۲۰.۱	۲۸.۸	۴۹۳۵.۴	۱.۶۹	۵۹.۲	۱۶۳.۵
chiller	۱۷	۲۸.۱	۵۸۱۰.۷	۱.۷	۵۸.۸	۱۳۶
E c	۱.۳	۱۵.۷۱	۲۶۸۸.۶	۰.۱۹	۵۲۶.۳	۱۰۳.۹۵
ZED[21]	۱۶.۷	۲۷.۴۱۴	۴۵۵۸	۱.۵۱	۶۶.۲	۱۵۳.۶۹

۵-۳. جمع‌بندی مباحث

خنک‌کننده هوای ورودی برای عمل کردن نیروگاه گازی در آب‌وهوای گرم بسیار ضروری است. خنک‌کننده هوای خشک‌کن به‌طور عمده از سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم و غیرمستقیم استفاده می‌کند. این پایان نامه اجرای کولر میسوتسنکو با چرخ خشک‌کن برای خنک‌کاری هوای ورودی توربین گازی را بررسی می‌کند و چهار سیستم خنک‌کننده هوای ورودی مختلف به‌کاررفته شده گرمای توربین گازی را برای تقویت قدرت توربین گاز در بهرگان پیشنهاد کرده است. علاوه بر این، عملکردهای روش خنک‌کننده هوای ورودی توصیه‌شده به‌طور فنی و اقتصادی در برابر اکثر سیستم‌های خنک‌کننده هوای ورودی استفاده‌شده تحت شرایط آب و هوایی بهرگان ارزیابی می‌شود.

نتایج نشان می‌دهد که ترکیب کولر میسوتسنکو هزینه سرمایه اولیه موردنیاز را افزایش می‌دهد. علاوه بر این، هر چهار سیستم خنک‌کننده ورودی در این پایان‌نامه برای تولید برق سالانه در مقایسه با سه گزینه دیگر پیشنهاد شده است. بر اساس دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازگشت، کولر تبخیری مستقیم از لحاظ اقتصادی در سیستم خنک‌کننده هوای ورودی برای بهرگان پس از خنک‌کننده ورودی هوا ZED قابل توجیه است. در مقابل، خنک‌کننده ورودی MED با صرفه جویی ۳۱.۸۸۲ میلیارد ریال از لحاظ اقتصادی روش خنک‌کننده را برای ۵۰ مگاوات نیروگاه گازی در بهرگان با طول عمر ۲۵ سال توجیه می‌کند. به‌طور کلی، پیاده‌سازی سیستم خنک‌کننده ورودی برای نیروگاه‌های توربین گازی در بهرگان به شدت در فصول تابستان توصیه می‌شود.

چیلرهای مکانیکی مقدار قابل‌توجهی از برق موردنیاز خود را برای عملیات مصرف می‌کنند. در نتیجه، تقویت قدرت واقعی توسط یکپارچه‌سازی چیلر مکانیکی ۵.۱۵ مگاوات به دست می‌آید. علاوه بر این، افزایش توان خروجی شبکه برای کولرآبی مستقیم و خنک‌کننده ورودی ZED، ۲.۵۶ و ۲.۷۷ مگاوات می‌باشند. جالب است ذکر شود که عملکرد خنک‌کننده ورودی ZED کمی بهتر از کولرآبی به شمار می‌رود. مقایسه عملکرد ورودی خنک‌کننده ZED با سیستم‌های خنک‌کننده ورودی در این پایان‌نامه ارائه شده است، می‌توان نتیجه گرفت که ظرفیت خنک‌کننده آن از ۱۸۳۰.۴ کیلووات نزدیک به ظرفیت خنک‌کننده EED از ۱۸۹۸.۴ کیلووات می‌باشد. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که هر چهار سیستم خنک‌کننده ورودی پیشنهاد شده برای آب‌وهوای بهرگان از سیستم خنک‌کننده ورودی ZED مناسب است. با در نظر گرفتن قدرت تقویت به‌عنوان معیارهای اصلی برای انتخاب کردن سیستم خنک‌کننده هوای ورودی بهینه برای بهرگان، چیلر مکانیکی مناسب‌ترین نامزد برای این کار خواهد بود. با این وجود، میزان جریان جرمی سوخت برای دو سیستم خنک‌کننده ورودی بالای (به‌عنوان مثال چیلر مکانیکی و MMD) ۲.۸۹ کیلوگرم / s و ۲.۶۳ کیلوگرم / می‌باشد که ۸۲۰۰ تن از سوخت اضافی در هر سال برای اجرا کردن توربین گاز با یک سیستم خنک‌کننده

ورودی چیلر مکانیکی موردنیاز قرار می‌گیرد. بنابراین، تجزیه و تحلیل اقتصادی برای ارزیابی امکان‌سنجی سوخت اضافی موردنیاز در برابر قدرت فوق‌العاده تولیدشده موردنیاز می‌باشد.

۵-۴. پیشنهادات

در طول محاسبات مربوط به برنامه شبیه‌ساز تدوین‌شده که در فصل سوم به‌طور کامل موردبررسی قرار گرفت هوا به‌عنوان سیال عامل در سیکل به‌صورت گاز ایده‌آلی در نظر گرفته شد و از تأثیر رطوبت چشم‌پوشی شده است. لذا پیشنهاد می‌گردد جهت تکمیل برنامه، تأثیر رطوبت نیز در نظر برنامه شبیه‌ساز مذکور، جهت شبیه‌سازی توربین‌های گاز تک‌محوره بدون در نظر گرفتن هوای خنک کاری پره‌ها تدوین‌شده و لذا پیشنهاد می‌گردد مطابق با این الگو برنامه‌ای جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین‌های چند محوره و همچنین با احتساب هوای مربوط به خنک کاری پره‌ها و سیستم ضد ایجاد یخ‌زدگی در ورودی کمپرسور نیز تدوین گردد.

پیشنهاد می‌گردد عملکرد توربین گازی با تکنیک‌های شبکه عصبی در حالت نیمه بار نیز

شبیه‌سازی

شده نتایج با الگوهای موجود مقایسه گردد.

منابع و مراجع

adrian, tsatsaronis, george و moran, michael bijan .(۱۹۹۶) .thermal design and optimization .
newyork : john wiley & sons.

Ameri.Hejazi .(۲۰۰۴) .The study of capacity enhancement of the chabahar gas turbine
installation using an absorption chiller *applied thermal engineering*.جلد ۲۴.

B. R. and D. L. Field Brooks .(۲۰۰۳) .Indirect evaporative cooling apparatus .,U. S. Patent.
U.S. US۶۵۲۳۶۰۴B۱: .۱۲

Boehm RF. Boehm RF .(۱۹۸۷) .Design analysis of thermal systems .Wiley New York.

boyce .(۲۰۰۲) .gasturbine engineering handbook *second edition.gulf professional publishing*.

C. and H. Yang Ren .(۲۰۰۶) .An analytical model for the heat and mass transfer processes in
indirect evaporative cooling with parallel /counter flow configurations *International Journal of
Heat and Mass Transfer*.۶۲۷-۶۱۷ ،

Caliskan H .(۲۰۱۱) .Maisotsenko V. Thermodynamic performance assessment of a novel air
cooling cycle: Maisotsenko cycle.

Clive Beggs .(۲۰۰۲) .Energy: Management,Supply and Conservation *Elsevier Science &
Technology Books*.

dos.santo .(۲۰۱۶) .Comparison of Different Gas Turbine Inlet Air Cooling Methods . *World
Academy of Science, Engineering and Technology*.

G Panaras .(۲۰۱۰) .Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel
model.

G. Qiu .(٢٠٠٧) .A novel evaporative/desiccant cooling system, PhD thesis .,The University of Nottingham .

Gillan .(٢٠٠٨) .Maisotsenko cycle for cooling processes *Int J Energy Clean Environ*.

Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling .(٢٠٠٨) .Int J Energy Clean Environ ;٩(١٤٣):٩٧٤٩٩.

<http://dx.doi.org/١٠.١٠١٥/InterJenerCleanEnv.v٩.i١٣.٥٠> .

URL:

<http://dl.begellhouse.com/journals/٩d١٨a٨٥٩٥٣٩a٧b٠٢>,

[٩٨٩٩٢٧٢d٣٢١d٧٤٥٢,١٣٩b٧٠٩٩cb٩٩٥٥٧.html](http://dx.doi.org/10.1015/InterJenerCleanEnv.v9.i13.50).

Golshan Zadpoor .(٢٠٠٩) .Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system.

Heidarinejad .(٢٠٠٩) .Experimental investigation of twostage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions *Building and Environment*.٢٠٧٩-٢٠٧٣ .

Hepbasli A, Dincer I, Maisotsenko V Caliskan H .(٢٠١١) .Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *Int J Refrig* ;٣٤(٤):٩٨٠٩٩٠.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001>

Idalex Technologies .(٢٠٠٣) .A technical concept view of the Maisotsenko cycle .
http://www.idalex.com/technology/how_it_works__engineering_perspective.htm.

J.B, Hawkins, G.A Jones .(١٩٩٠) .Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons Inc.

J.H Kim .(٢٠٠١) .Model development and simulation of transient behavior of heavy duty gas turbines . *ASME,Journal of engineering for gas turbines*.

Jong Jun, Kang ,Do Won ,Kim ,Tong Seop Lee .(٢٠١١) .Development of a gas turbine performance analysis program and its application *Journal of energy*.جلد ٣٦ ,

K Wark .(١٩٩٠) .Advance Thermodynamics For Engineers ٢nd ed . NewYork : Mc Graw-Hill.

L. Elberling .(٢٠٠٦) .Laboratory evaluation of the Coolerado coolerindirect evaporative cooling unit .*Pacific Gas and Electric Company* .

Lee .(٢٠١١) .Development of a gas turbine performance analysis program and its application .
Journal of energy.جلد ٣٦.

M A, Mozafari, A and Alibiglou, M H. Ehyaei .(٢٠١١) .Exergy,economic &environmental(٣E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant .*s.l. : energy*.

M AL- ibrahim , Abdulhadi, Varnham Abdulrahman .(٢٠١٠) .A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines iv Saudi Arabia .*applied thermal engineering*.جلد ٣٠.

M, Meher-Homji, C.B , Mee III, T . Chaker .(٢٠٠٢) .Inlet fogging of gas turbine engines —part A: fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations .*ASME Turbo Expo*.٢٠٠٢

Meherwan p boyce .(٢٠٠٢) .gasturbine engineering handbook,second edition .*gulf professional publishing*.

Namprakaia,Muangnapohb Boonnasaa .(٢٠٠٦,) .Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller .*Energy*.جلد ٣١.

Nbrega .(٢٠١٢) .An analysis of the heat and mass transfer roles in air dehumidification by solid desiccant.

Panaras .(٢٠١١) .Solid desiccant air-conditioning systems design parameters.

Philip P, Fletcher, Paul Walsh .(٢٠٠٤) .Gas Turbine Performance,Second Edition . . a
Blackwell Publishing company.

Poullikkas A .(٢٠٠٥) .An overview of current and future sustainable gas turbine technologies.

Prelipceanu A, Hein D. Nixdorf M .(٢٠٠٢) .Thermo-economic analysis of inlet air conditioning
methods of a cogeneration gas turbine plant. In: ASME Turbo Expo ٢٠٠٢. Power for Land,
Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers.

Qusai Z . Ebaid, Munzer S. Y Al-Hamdan .(٢٠٠٦) .Modeling and Simulation of a Gas Turbine
Engine for Power Generation *ASME,Journal of engineering for gas turbine and power.*

R S Johnson .(١٩٨٨) .The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine
applications *asme international gas turbine and aeroengine congress.*٨٨-٤١ ،

R, Beshkani, A ,Soltani, M .Hosseini .(٢٠٠٧) performance improvement of gas turbine of
Fars(Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler .
*energy conversion and management.*جلد ٤٨

R, Meher-Homji, C.B Bhargava .(٢٠٠٢) .Parametric analysis of existing gas turbine with inlet
evaporative and overspray fogging *ASME Turbo Expo .*٢٠٠٢

Rahim K. , Alhazmy ,Majed M و Zaki, Galal M Jassim .(٢٠١٢) .Energy and Exergy Analysis
of Reverse Brayton Refrigerator for Gas Turbine Power Boosting *intech,Efficiency,*
Performance and Robustness of Gas Turbines.

Razak .(٢٠٠٧) .Industrial gas turbines performance and opearability . *Cambridge,England:*
Taylor & Francis Group,LLC.,

Sahil , Rodgers , Peter و Eveloy, Valerie Popli .(۲۰۱۳). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry *Applied Thermal Engineering*.

Sanaye.Sepehr .(۲۰۱۰). Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression process *applied thermal engineering*. جلد ۳۰.

T. R., R. L. Sawhney, et al Tulsidasani .(۱۹۹۷). Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) part ۱: optimization of the COP *Int.J.Energy Res.* ۱۰۸-۱۰۹۹ .

T. R., R. L. Sawhney, et al. Tulsidasani .(۱۹۹۷). Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) part ۲: thermal performance of a non-conditioned *Int.J.Energy Res.*

T.S . Hwang ,S.H Kim .(۲۰۰۶). Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy *energy*. جلد ۳۱.

مدارک فنی توربینی گازی مدل. *Thempes* (بلا تاریخ).

Virginia Arlington .(۲۰۰۸). Technology Characterization:gas turbine *Energy and Environmental Analysis*.

Weber .(۲۰۱۱). Modeling Gas Turbine Engine Performance at Part-Load . Palo Alto, California *Electric Power Research Institute*.

Wicker .(بلا تاریخ). Life below the wet bulb: maisotsenko cycle.

Wilcox .(۱۹۵۱). Analysis of thrust augmentation of turbojet engines by water injection at compressor inlet including charts for calculation compression processes with water injection . *NACA Report*.

ادرون خطی]. (بلا تاریخ). www.tasisatnovin.blogfa.com

X., S. Liu, et al Zhao. (۲۰۰۸). Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*. ۱۹۰۲-۱۹۱۱.

Y. and X. Xie Jiang. (۲۰۱۰). Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy*. ۲۰۴۱-۲۰۵۵.

Y., X. Huang, et al. Wang. (۲۰۰۵). Theoretical and experimental study of absorbing water materials wrapped on ellipse tube type indirect evaporative cooler. *Fluid Machinery*. ۴۶-۴۹.

Zadpoor.Nikooyan. (۲۰۰۸). Development of an improved desiccant-based evaporative cooling system for gas turbines. In: ASME Turbo Expo. Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers.

zhiyin.duan. (۲۰۱۱). Investigation of a novel dew point cooling system for building air conditioning. *PhD thesis, University of Nottingham, UK*. ۱۵۰-۱۸۰.

ابراهیمی محمود و امامی حمید. (۱۳۸۹). بررسی راهکارهای مناسب جهت بهبود عملکرد بخش گازی نیروگاه قم. نخستین همایش منطقه ای مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد تهران شرق.

بهداشتی. (۲۰۰۶). افزایش ظرفیت واحدهای گازی نیروگاه زاهدان بوسیله سیستم خنک کن یا گف.

۲۱ امین کنفرانس بین المللی برق.

تولیدی، ب. ق. (بدون تاریخ).

خطی، w. (بدون تاریخ).

دیمی. فرزانه گرد. (۱۳۸۸). مقایسه دو روش استاندارد خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین

های گازی پالایشگاه گاز خانگیران. اولین کنفرانسی صنعت نیروگاههای حرارتی - پردیسی دانشگاه تهران.

سعادت، احسان اله. (بلا تاریخ). تهیه اطلس جامع افزایش توان و راندمان نیروگاههای کشور با استفاده

از خنک کاری هوای ورودی واحدهای گازی. سازمان بهره وری انرژی.

عابدی، افشین و خسرویان، کسری. (۱۳۸۹). مقایسه فنی و اقتصادی چیلرهای جذبی و تراکمی.

نخستین همایش بین المللی چیلر و برج خنک کن ایران.

عامری. محمد، ز. و. (بدون تاریخ). افزایش توانی توربین‌های گازی ۵frame و ۶frame نیروگاه کیش با استفاده از سیستم چیلر جذبی.

مقصودی مهربان کریم . محمودی جزء، س. و. (۱۳۹۰). تحلیل فنی و اقتصادی نصب سیستم فاگ در نیروگاه سیکل ترکیبی شهید رجایی و ارائه نتایج تست عمل کر د. نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند.

همکاران، ز. ،. (۱۳۸۹). تحلیل اگزرژی سرمایشی هوای ورودی به سیکل توربین گازی ساده و با

بازیاب. تهران: هجدهمین همایش سالانه بین المللی مهندسی مکانیک ایران .

ولی، ح. د. (۱۳۸۸). شبیه سازی عملکرد توربوژنراتورهای گازی جریان محوری. هفدهمین کنفرانس

سالانه بین المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران.

Abstract:

Gas turbine is one of the most important power generating machines. Turbines are widely used in various industries, including power plants, petrochemicals, refineries, pumps, compressors and aircraft engines.

Many factors, including the temperature of inlet gases, pressure, temperature and humidity of the inlet air, affect the performance of the gas turbine. Turbine inlet air cooling is one of the ways to improve the performance of the gas turbine. Turbine compressor inlet air cooling can be performed with evaporative cooling methods using fogging and media system, refrigeration cooling using an absorption chiller, combining evaporative and refrigeration methods and using energy storage devices.

The inlet air cooling method is considered due to low cost and no need to change the turbine structure to increase efficiency. In the meantime, the use of Maisotsenko cooler model for cooling the inlet air to the gas turbine compressor is also significant.

Efficiency and power regeneration in gas turbines are particularly affected by ambient air temperature. Researches show that, for every degree of Celsius, the increase in ambient air temperature can be reduced from 0.54 to 0.9 percent by gas turbine; thus, the inlet air cooling to the turbine compressor is a suitable solution for increasing the power generation and efficiency of gas turbines. Simulating the operation of a turbine in different conditions can lead to the development of a proper pattern of operation of the power plant. Maisotsenko

Model as a highly economical and economical model, can be a solution in order to achieve this correct model.

This thesis examines the implementation of Maisotsenko cooler with desiccant wheel for gas turbine inlet air cooling and proposed four different inlet air cooling systems used gas turbine heat to strengthen the gas turbine power in Bahregan.

From the comparison of the performance of four inlet cooling systems, it can be concluded that additional costs in investment for the implementation of MMD and MED cooling systems with its superior performance in dry climate are justifiable. However, it cannot be said that if used in wet environments, they would be as beneficial as productivity. The cost of EMD and EED investment is less than MMD and MED and may be more suitable for wet climates. Another solution is to increase the number of desiccant wheels for more moisture in the inlet air. More air moisture has more effect on the performance of the Maisotsenko cooler. The effects of increasing the number of desiccant wheels by Zadpoor and Nikooyan (2008) have been investigated and the results show that increasing the inlet cooling capacity of the system is obtained by increasing the number of cycles. However, the pressure drop in the desiccant wheel will be significant and in turn will affect the efficiency of the gas turbine and the net production of energy.

The gas turbine efficiency and net energy production are proportional to the inlet compressor temperature. As a result, the gas turbine with MMD as the inlet cooling method has the highest productivity for all recovered temperatures. In addition, the EED inlet cooling results are at the lowest power plant productivity. However, the effect of regeneration temperature on the thermal efficiency of the power plant is relatively little.

The results show that the combination of Maisotsenko cooler increases the cost of initial capital. In addition, all four inlet cooling systems are proposed in this thesis for annual electricity generation compared to three other options. Based on the return period of capital and the return rate, the direct evaporative cooler is economically justified in the inlet air cooling system for the Bahregan after the ZED inlet air cooler.

Keywords: Technical and economical analysis, gas turbine, Maisotsenko, inlet air cooling, different condition.



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanic Engineering

MSc Thesis in Mechanical Transformation Energy

**Technical and economical analysis of gas turbine with Maisotsenko inlet air
cooling in different condition**

By: Mohammad Amin Panahi

Supervisor

Dr. Mahmod Farzane Gord

Advisor

Dr. Meysam Sadi

September 2018