

جمهوری اسلامی ایران
سازمان برنامه و بودجه کشور

راهنمای ذخیره‌سازهای انرژی

بخش دوم: اصول طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌سازهای
مکانیکی

ضابطه شماره ۲-۸۴۰

آخرین ویرایش: ۲۰-۰۴-۱۴۰۰

پژوهشگاه نیرو

گروه برنامه‌ریزی و بهره‌برداری سیستم‌های قدرت

<https://nri.ac.ir>

معاونت فنی، امور زیربنایی و تولیدی

امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران

nezamfanni.ir

همکار و سرور گرامی

در نظر است تا پس از مدتی چند ماهه، این نشریه که حاصل سال‌ها مطالعه و تجربه در سطح کشور و مراجع معتبر بین‌المللی است، به عنوان ضابطه لازم‌الاجرا ابلاغ شود. لذا خواهشمند است ضمن مطالعه دقیق و استفاده از آن، نظرات ارزشمند خود را به نشانی زیر ارسال فرمایید تا قبل از ابلاغ، اصلاحات مورد نیاز انجام پذیرد:

nezamfanni@mporg.ir

Nezamfanni.ir

اصلاح مدارک فنی

خواننده گرامی

امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران معاونت فنی، امور زیربنایی و تولیدی سازمان برنامه و بودجه کشور، با استفاده از نظر کارشناسان برجسته مبادرت به تهیه این ضابطه کرده و آن را برای استفاده به جامعه مهندسی کشور عرضه نموده است. با وجود تلاش فراوان، این اثر مصون از ایرادهایی نظیر غلط‌های مفهومی، فنی، ابهام، ابهام و اشکالات موضوعی نیست.

از این‌رو، از شما خواننده گرامی صمیمانه تقاضا دارد در صورت مشاهده هرگونه ایراد و اشکال فنی، مراتب را به صورت زیر گزارش فرمایید:

- ۱- در سامانه مدیریت دانش اسناد فنی و اجرایی (سما) ثبت‌نام فرمایید: sama.nezamfanni.ir
 - ۲- پس از ورود به سامانه سما و برای تماس احتمالی، نشانی خود را در بخش پروفایل کاربردی تکمیل فرمایید.
 - ۳- به بخش نظرخواهی این ضابطه مراجعه فرمایید.
 - ۴- شماره بند و صفحه موضوع مورد نظر را مشخص کنید.
 - ۵- ایراد مورد نظر را به صورت خلاصه بیان دارید.
 - ۶- در صورت امکان متن اصلاح شده را برای جایگزینی ارسال نمایید.
- کارشناسان این امور نظرهای دریافتی را به دقت مطالعه نموده و اقدام مقتضی را معمول خواهند داشت. پیشاپیش از همکاری و دقت نظر جنابعالی قدردانی می‌شود.

نشانی برای مکاتبه : تهران، میدان بهارستان، خیابان صفی‌علی‌شاه، مرکز تلفن ۳۳۲۷۱، سازمان برنامه و بودجه،

امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران

Email: nezamfanni@mporg.ir

web: nezamfanni.ir

پیشگفتار

نظام فنی و اجرایی یکپارچه کشور (مصوبه شماره ۲۵۲۵۴/ت/۵۷۶۹۷ هـ مورخ ۱۴۰۰/۰۳/۰۸ هیأت وزیران) در چهارچوب ماده ۳۴ قانون احکام دائمی برنامه‌های توسعه، به‌کارگیری معیارها، استانداردها و ضوابط فنی در مراحل تهیه و اجرای طرح و نیز توجه لازم به هزینه‌های نگهداری و بهره‌برداری در قیمت تمام شده طرح‌ها را مورد تأکید جدی قرار داده است و این امور به استناد ماده ۲۳ قانون برنامه و بودجه و نظام فنی اجرایی کشور، وظیفه تهیه و تدوین ضوابط و معیارهای فنی طرح‌های توسعه‌ای کشور را به عهده دارد.

در راستای فراهم نمودن مشخصات فنی و اجرایی طراحی، ساخت و بکارگیری انواع ذخیره‌سازهای انرژی، مجموعه ضوابط ۱-۸۴۰ تا ۶-۸۴۰ تهیه و تنظیم شده است. ضابطه اول از این مجموعه، طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌سازهای الکتریکی، ضابطه دوم ذخیره‌سازهای مکانیکی، ضابطه سوم ذخیره‌سازهای الکتروشیمیایی، ضابطه چهارم ذخیره‌سازهای حرارتی، ضابطه پنجم ذخیره‌سازهای شیمیایی و ضابطه ششم مستندات و مطالعات ذخیره‌سازهای انرژی را شامل می‌شوند. این ضابطه، ضابطه دوم از موارد صدورالذکر است.

در این ضابطه به تدوین مشخصات فنی و اجرایی طراحی، ساخت و بکارگیری انواع ذخیره‌سازهای مکانیکی پرداخته می‌شود. فصل اول به سیستم‌های هوای فشرده، فصل دوم به نیروگاه‌های تلمبه ذخیره‌ای، فصل سوم به چرخ طیار و فصل چهارم به سیستم‌های پتانسیل گرانشی اختصاص دارد. در پایان نیز منابع و مراجع مورد استفاده معرفی خواهند شد.

تهیه و کنترل « اصول طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌سازهای مکانیکی »

[ضابطه شماره ۲-۸۴۰]

مجری: پژوهشگاه نیرو

مدیر پروژه: امید شاه‌حسینی پژوهشگاه نیرو کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت

اعضای گروه تهیه‌کننده:

امید شاه‌حسینی	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت
سعید محمودی	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت
عباسعلی امیرفخریان	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت
نسیم اکبری کفشگری	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت

اعضای گروه تاییدکننده:

مرتضی ترابی	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی مواد
نیکی مسلمی	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت
زهره مدیحی بیدگلی	پژوهشگاه نیرو	کارشناسی ارشد مهندسی برق - قدرت

هدایت و راهبری (سازمان برنامه و بودجه)

فرزانه آقارمضانعلی	رئیس گروه امور نظام فنی اجرایی، مشاورین و پیمانکاران
علیرضا توتونچی	معاون امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران
محمد رضا طلاکوب	کارشناس امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران
سید وحیدالدین رضوانی	کارشناس امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران
علیرضا فخررحیمی	کارشناس امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
مقدمه.....	۱
فصل ۱.....	۲
۱-۱- اجزای ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۳
۱-۱-۱- کمپرسور.....	۴
۱-۱-۲- توربین انبساطی.....	۴
۱-۱-۳- تجهیزات ذخیره گاز.....	۵
۱-۱-۴- محفظه احتراق.....	۵
۱-۲- انواع ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده.....	۵
۱-۲-۱- ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده نوع دیاباتیکی.....	۶
۱-۲-۲- ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده نوع آدیاباتیکی.....	۷
۱-۲-۲-۱- سیستم‌های آدیاباتیکی بدون ذخیره‌ساز حرارتی.....	۷
۱-۲-۲-۲- سیستم‌های آدیاباتیکی مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی.....	۸
۱-۲-۳- ذخیره‌ساز هوای فشرده نوع ایزوترمال.....	۸
۱-۳- نمونه پروژه‌های اجرا شده از انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۹
۱-۴- ملاحظات انتخاب سایت (مکان‌یابی احداث) سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۱۰
۱-۴-۱- عمق.....	۱۰
۱-۴-۲- ضخامت نمک.....	۱۳
۱-۴-۳- ضخامت میانی.....	۱۵
۱-۴-۴- سنگ سقف نمکی و غیرنمکی.....	۱۵
۱-۴-۵- پتانسیل انرژی‌های تجدیدپذیر.....	۱۶
۱-۴-۶- تقاضای انرژی الکتریکی.....	۱۷
۱-۴-۷- زیرساخت‌های موجود.....	۱۸
۱-۵- طراحی و انتخاب اجزاء در سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۱۹
۱-۵-۱- طراحی ژئومکانیک غارهای نمکی.....	۱۹
۱-۵-۲- انتخاب توربین انبساطی.....	۲۱
۱-۵-۳- مراحل طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۲۱

۶-۱- مقایسه نرم افزارهای شبیه سازی با قابلیت مدل سازی ذخیره ساز انرژی الکتریکی (EES).....	۲۳
۷-۱- مدل سازی سیستم ذخیره ساز انرژی هوای فشرده دیاباتیک.....	۲۵
۱-۷-۱- حالت دشارژ (تخلیه).....	۲۸
۱-۱-۷-۱- ریکوپراتور.....	۲۸
۲-۱-۷-۱- محفظه های احتراق یا مشعل ها.....	۲۹
۳-۱-۷-۱- توربین انبساطی.....	۲۹
۴-۱-۷-۱- ژنراتور سنکرون.....	۳۰
۵-۱-۷-۱- سیستم کنترلی.....	۳۰
۲-۷-۱- حالت شارژ.....	۳۲
۱-۲-۷-۱- کمپرسور به علاوه مبدل حرارتی.....	۳۲
۲-۲-۷-۱- موتور سنکرون.....	۳۴
۳-۲-۷-۱- سیستم کنترلی.....	۳۴
۳-۷-۱- مدل ساده شده سیستم هوای فشرده دیاباتیک.....	۳۵
۱-۳-۷-۱- انبساط.....	۳۵
۲-۳-۷-۱- فشرده سازی.....	۳۶
۴-۷-۱- مدل غار.....	۳۷
۸-۱- مدل سازی ذخیره ساز هوای فشرده آدیاباتیک مجهز به ذخیره ساز حرارتی.....	۳۸
۱-۸-۱- معادلات کلی حاکم بر مدل سازی سیستم های A-CAES.....	۳۸
۲-۸-۱- مدل سازی کمپرسورها.....	۳۹
۳-۸-۱- مدل سازی مخازن ذخیره هوای فشرده.....	۴۱
۴-۸-۱- مدل سازی توربین ها.....	۴۲
۵-۸-۱- مدل سازی فرایند ذخیره انرژی حرارتی.....	۴۳
۶-۸-۱- مدل سازی میکسر، جداساز، پمپ آب و واحدهای موتور/ژنراتور.....	۴۵
۹-۱- جمع بندی و نتیجه گیری.....	۴۷
فصل ۲.....	۴۸
۱-۲- ساختار کلی و عملکرد نیروگاه های تلمبه-ذخیره ای.....	۴۹
۲-۲- شرکت های فعال در زمینه طراحی و نصب تجهیزات نیروگاه های تلمبه-ذخیره ای.....	۵۱
۳-۲- بررسی تجهیزات و بخش های مختلف نیروگاه های تلمبه-ذخیره ای.....	۵۲

۵۲.....	۲-۳-۱- تونل آب‌بر.....
۵۲.....	۲-۳-۲- طبقه شیرهای پروانه‌ای.....
۵۳.....	۲-۳-۳- طبقه توربین.....
۵۳.....	۲-۳-۳-۱- انواع توربین‌های برق‌آبی و نحوه عملکرد آنها.....
۵۴.....	۲-۳-۳-۱-۱- توربین پلتون.....
۵۵.....	۲-۳-۳-۱-۲- توربین فرانسيس.....
۵۶.....	۲-۳-۳-۱-۳- توربین کاپلان.....
۵۷.....	۲-۳-۳-۲- گاورنر.....
۵۸.....	۲-۳-۳-۱-۲- قسمت الکترونیکی گاورنر.....
۵۸.....	۲-۳-۳-۲-۲- قسمت هیدرولیکی گاورنر.....
۵۸.....	۲-۳-۴- لوله مکش.....
۵۹.....	۲-۳-۵- طبقه ژنراتور.....
۶۱.....	۲-۳-۶- ابزار دقیق.....
۶۱.....	۲-۴- الزامات طراحی و بهره‌برداری از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۱.....	۲-۴-۱- الزامات طراحی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۱.....	۲-۴-۱-۱- جانمایی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۲.....	۲-۴-۱-۲- مولفه‌های مهم در طراحی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۴.....	۲-۴-۱-۳- نحوه انتخاب توربین‌های برق‌آبی و تعیین ظرفیت توان الکتریکی نیروگاه.....
۶۵.....	۲-۴-۲- الزامات بهره‌برداری از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۶.....	۲-۴-۱-۲- راه‌اندازی واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۷.....	۲-۴-۲-۲- توقف واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۸.....	۲-۴-۳-۲- حالت‌های مختلف بهره‌برداری از واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای.....
۶۹.....	۲-۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....
۷۰.....	فصل ۳.....
۷۱.....	۳-۱- روابط و معادلات فیزیکی حاکم بر چرخ طیار.....
۷۵.....	۳-۲- ساختار و اجزای چرخ طیار.....
۷۵.....	۳-۲-۱- یاتاقان‌ها.....
۷۷.....	۳-۲-۲- ماشین‌های الکتریکی.....
۸۰.....	۳-۲-۳- محفظه.....

۸۱	۴-۲-۳- مبدل‌های الکترونیک قدرت.....
۸۴	۵-۲-۳- روتور.....
۸۶	۱-۵-۲-۳- طراحی روتور چرخ طیار.....
۸۶	۱-۱-۵-۲-۳- الگوریتم طراحی.....
۸۷	۲-۱-۵-۲-۳- تعیین حداکثر شعاع خارجی.....
۹۰	۳-۱-۵-۲-۳- تعیین سایر پارامترهای هندسی روتور.....
۹۲	۳-۳- حداقل کردن تلفات در چرخ طیار.....
۹۳	۴-۳- ایمنی چرخ طیار.....
۹۳	۱-۴-۳- عوامل بروز خرابی در چرخ طیار.....
۹۴	۲-۴-۳- نکات کلی در رابطه با ایمنی چرخ طیار.....
۹۴	۳-۴-۳- حاشیه طراحی لازم.....
۹۵	۱-۳-۴-۳- حاشیه طراحی لازم بر اساس معیارهای پذیرفته شده.....
۹۶	۲-۳-۴-۳- آزمون صلاحیت حاشیه طراحی.....
۹۷	۴-۴-۳- نکات مربوط به ایمنی فیزیکی و عملکردی.....
۹۷	۱-۴-۴-۳- اطمینان از مهار روتور شل یا سست.....
۹۸	۱-۱-۴-۴-۳- مهار محور دورانی با یاتاقان/بوشینگ.....
۹۸	۲-۱-۴-۴-۳- بررسی افتادن روتور در سرعت کامل.....
۹۸	۲-۴-۴-۳- مقاومت در برابر بارهای خارجی اعمال شده.....
۹۹	۳-۴-۴-۳- حفاظت در برابر اضافه سرعت.....
۱۰۰	۵-۴-۳- رواداری خطای سیستم.....
۱۰۰	۶-۴-۳- هم‌ساخت شناسی محصول آزمایشی با توجه به محصول.....
۱۰۱	۷-۴-۳- تست ایمنی پذیرش محصول.....
۱۰۱	۱-۷-۴-۳- آزمایش محک روتور.....
۱۰۱	۲-۷-۴-۳- خطای سیستم.....
۱۰۲	۸-۴-۳- مستندات.....
۱۰۲	۵-۳- استانداردهای مورد استفاده در طراحی چرخ طیار.....
۱۰۵	۶-۳- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....
۱۰۶	فصل ۴.....

۱-۴-۱- اجزای ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۰۷
۲-۴- طراحی اجزای ذخیره‌ساز گرانشی.....	۱۰۸
۱-۲-۴- رابطه انرژی حاکم بر سیستم.....	۱۰۸
۲-۲-۴- مطالعه پارامتریک سیستم ذخیره‌ساز پتانسیل گرانشی.....	۱۰۹
۳-۲-۴- هزینه ساخت سیستم.....	۱۱۱
۳-۴- طراحی بهینه سیستم.....	۱۱۲
۴-۴- مدل‌سازی دینامیکی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۱۵
۱-۴-۴- مرحله دشارژ ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۱۵
۱-۱-۴-۴- توربین هیدرولیکی.....	۱۱۶
۲-۱-۴-۴- گاورنر هیدرولیکی.....	۱۱۹
۳-۱-۴-۴- سیستم تحریک و ژنراتور سنکرون.....	۱۲۱
۲-۴-۴- مرحله شارژ ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۲۱
۳-۴-۴- مدل مدیریت انرژی.....	۱۲۲
۴-۴-۴- مدل‌های شبکه و سیستم تولید پراکنده.....	۱۲۶
۵-۴-۴- تجزیه و تحلیل مدل و شبیه‌سازی.....	۱۲۷
۶-۴-۴- زیرمدل‌های سیمولینک.....	۱۲۸
۵-۴- مدل‌سازی هیدرولیکی ذخیره‌ساز گرانشی.....	۱۳۱
۱-۵-۴- مدل هیدرولیکی دینامیکی.....	۱۳۱
۱-۱-۵-۴- دینامیک حجم.....	۱۳۲
۲-۱-۵-۴- دینامیک فشار.....	۱۳۲
۳-۱-۵-۴- دینامیک حرکت پیستون.....	۱۳۴
۴-۱-۵-۴- تلفات هیدرولیکی.....	۱۳۶
۵-۱-۵-۴- دینامیک دریچه.....	۱۳۷
۶-۱-۵-۴- سیستم کنترل و مدیریت.....	۱۳۷
۲-۵-۴- مدل‌های سیمولینک.....	۱۳۸
۱-۲-۵-۴- مدل سطح سیستمی.....	۱۳۸
۲-۲-۵-۴- مدل دریچه.....	۱۳۸
۳-۲-۵-۴- مدل پمپ.....	۱۳۹
۶-۴- مواد کاربردی در ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۴۳

۱۴۳	۱-۶-۴ - مواد پیستون.....
۱۴۵	۲-۶-۴ - مواد محفظه.....
۱۴۶	۱-۲-۶-۴ - بتن.....
۱۴۶	۲-۲-۶-۴ - فولاد.....
۱۴۷	۳-۲-۶-۴ - پلاستیک.....
۱۴۷	۴-۲-۶-۴ - فایبر گلاس.....
۱۴۸	۳-۶-۴ - انتخاب مواد با استفاده از روش تجزیه و تحلیل المان محدود.....
۱۵۲	۷-۴ - تعیین سائز سیستم ذخیره‌ساز گرانشی.....
۱۵۳	۱-۷-۴ - الگوریتم تعیین سائز.....
۱۵۵	۲-۷-۴ - مطالعه موردی.....
۱۵۹	۸-۴ - بهسازی سیستم.....
۱۵۹	۱-۸-۴ - ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده (CAGES).....
۱۶۰	۲-۸-۴ - مدل‌سازی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۳	۳-۸-۴ - شبیه‌سازی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۳	۴-۸-۴ - تاثیر نسبت آب- هوا بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۴	۵-۸-۴ - تاثیر ارتفاع محفظه بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۵	۶-۸-۴ - تاثیر فشار و قطر محفظه بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۷	۷-۸-۴ - مشخصات کلی سیستم گرانشی هوای فشرده.....
۱۶۸	۹-۴ - جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....
۱۶۹	مراجع.....

فهرست شکل‌ها

<u>عنوان</u>	<u>صفحه</u>
شکل ۱-۱: شماتیک ذخیره‌سازی و بازیافت انرژی از ذخیره‌ساز هوای فشرده به همراه اجزای اصلی آن.....	۴
شکل ۲-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده از نوع دیاباتیک و نحوه کار آن.....	۶
شکل ۳-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک بدون ذخیره‌ساز حرارتی و نحوه عملکرد آن.....	۷
شکل ۴-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی و نحوه عملکرد آن.....	۸
شکل ۵-۱: امتیازدهی برای عمق لایه‌های نمکی.....	۱۲
شکل ۶-۱: حالت‌های مختلف پیکربندی و ساختار غار نمکی جهت دستیابی به حجم زیاد.....	۱۳
شکل ۷-۱: امتیازدهی ضخامت لایه‌های نمکی جهت استفاده به عنوان منبع ذخیره‌سازی هوای فشرده.....	۱۴
شکل ۸-۱: معیار امتیازدهی برای پتانسیل انرژی باد.....	۱۷
شکل ۹-۱: معیار امتیازدهی برای پتانسیل انرژی خورشیدی.....	۱۷
شکل ۱۰-۱: معیار امتیازدهی تقاضای انرژی الکتریکی.....	۱۸
شکل ۱۱-۱: معیار امتیازدهی زیرساخت انتقال برق و گاز طبیعی.....	۱۸
شکل ۱۲-۱: الگوریتم طراحی ژئومکانیک در ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده.....	۲۰
شکل ۱۳-۱: مراحل مورد نیاز جهت طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده.....	۲۲
شکل ۱۴-۱: پیکربندی سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده دو ماشین [۳۸].....	۲۷
شکل ۱۵-۱: سیستم کنترلی برای مرحله توسعه ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده.....	۳۱
شکل ۱۶-۱: مدل یک مرحله فشرده‌سازی با در نظر گرفتن مبدل حرارتی در خروجی.....	۳۳
شکل ۱۷-۱: سیستم کنترل برای مرحله فشرده‌سازی سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده.....	۳۵
شکل ۱۸-۱: مدل ساده شده سیستم هوای فشرده دیاباتیک.....	۳۷
شکل ۱۹-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده از نوع آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی.....	۳۹
شکل ۲۰-۱: بلوک دیاگرام مدل ریاضی کل سیستم A-CAES.....	۴۷
شکل ۱-۲: ساختار کلی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای.....	۵۰
شکل ۲-۲: طرح کلی توربین پلتون.....	۵۵
شکل ۳-۲: طرح کلی توربین فرانسس.....	۵۶
شکل ۴-۲: طرح کلی توربین کاپلان.....	۵۷
شکل ۵-۲: نمایی از لوله مکش و نحوه قرارگیری آن.....	۵۹
شکل ۱-۳: شماتیک نشان دهنده انتقال توان در سیستم چرخ طیار.....	۷۱
شکل ۲-۳: چرخ طیار سیلندری توخالی.....	۷۲

شکل ۳-۳: برش مقطعی چرخ طیارهای مختلف.....	۷۴
شکل ۴-۳: ساختار و اجزای اصلی یک سیستم چرخ طیار.....	۷۵
شکل ۵-۳: (A) مبدل MC و (B) مبدل V-BTB [۶۹].....	۸۳
شکل ۶-۳: استفاده از مبدل DC-DC در سیستم ذخیره انرژی چرخ طیار.....	۸۳
شکل ۷-۳: الگوریتم طراحی روتور و عوامل موثر بر آن.....	۸۷
شکل ۸-۳: اجزای روتور چرخ طیار.....	۸۸
شکل ۱۰-۴: طرح کلی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی.....	۱۰۷
شکل ۲-۴: مدل بهینه‌سازی شده برای $HL = 500 \text{ M}$	۱۱۴
شکل ۳-۴: مدل بهینه‌سازی شده برای $HL = 100 \text{ M}$	۱۱۴
شکل ۴-۴: ماژول توربین هیدرولیکی.....	۱۱۶
شکل ۵-۴: مدل غیرخطی توربین.....	۱۱۹
شکل ۶-۴: الگوریتم مدیریت انرژی در سیستم.....	۱۲۴
شکل ۷-۴: مدل سیستم مدیریت انرژی در سیمولینک MATLAB.....	۱۲۵
شکل ۸-۴: بلوک نشان دهنده حالت ذخیره‌ساز.....	۱۲۶
شکل ۹-۴: مدل نمونه جهت مدل‌سازی و مطالعه.....	۱۲۸
شکل ۱۰-۴: حالت دشارژ ذخیره‌ساز.....	۱۳۰
شکل ۱۱-۴: مدل فاز شارژ GES.....	۱۳۱
شکل ۱۲-۴: پارامترها و نیروهای وارد بر ذخیره‌ساز انرژی گرانشی در دو فاز شارژ و دشارژ.....	۱۳۱
شکل ۱۳-۴: فلوچارت مدل هیدرولیکی.....	۱۳۲
شکل ۱۴-۴: سیستم مدیریت و کنترل پیستون در داخل محفظه.....	۱۳۸
شکل ۱۵-۴: مدل سطح سیستمی.....	۱۴۰
شکل ۱۶-۴: مدل سیمولینک دریچه.....	۱۴۱
شکل ۱۷-۴: مدل سیمولینک پمپ.....	۱۴۲
شکل ۱۸-۴: ویژگی و مشخصات مواد.....	۱۴۳
شکل ۱۹-۴: هزینه پیستون بر اساس میزان انرژی ذخیره‌سازی برای مواد مختلف.....	۱۴۵
شکل ۲۰-۴: مقایسه انرژی تولید شده توسط پیستون بتنی و آهنی.....	۱۴۵
شکل ۲۱-۴: تحلیل و بررسی تنش.....	۱۵۰
شکل ۲۲-۴: تحلیل و بررسی جابجایی.....	۱۵۱

- شکل ۴-۲۳: تحلیل و بررسی کشتش..... ۱۵۱
- شکل ۴-۲۴: نمودار مداری سیستم هیبریدی..... ۱۵۲
- شکل ۴-۲۵: (A) انرژی تولید شده بر حسب ساعت و (B) قیمت انرژی بر حسب زمان..... ۱۵۶
- شکل ۴-۲۶: سود بر اساس ظرفیت ذخیره‌سازی..... ۱۵۷
- شکل ۴-۲۷: قیمت ساعتی انرژی در مقابل انرژی ذخیره شده در سیستم..... ۱۵۸
- شکل ۴-۲۸: قیمت ساعتی انرژی در مقابل انرژی دشارژ شده از ذخیره‌ساز..... ۱۵۸
- شکل ۴-۲۹: قیمت ساعتی انرژی در مقابل درآمد..... ۱۵۸
- شکل ۴-۳۰: شماتیک ذخیره‌ساز انرژی جاذبه هوای فشرده..... ۱۶۰
- شکل ۴-۳۱: انرژی ذخیره شده در برابر نسبت هوا-آب..... ۱۶۳
- شکل ۴-۳۲: سیستم بهینه ذخیره‌ساز جاذبه هوا فشرده..... ۱۶۴
- شکل ۴-۳۳: انرژی آزاد شده به صورت تابعی از ارتفاع محفظه..... ۱۶۵
- شکل ۴-۳۴: انرژی آزاد شده در برابر فشار مقاوم سیستم..... ۱۶۶
- شکل ۴-۳۵: انرژی آزاد شده در نتیجه تغییر قطر محفظه..... ۱۶۶
- شکل ۴-۳۶: انرژی حاصل از هوای فشرده..... ۱۶۷

فهرست جداول

<u>عنوان</u>	<u>صفحه</u>
جدول ۱-۱: مقایسه بین انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده و نمونه پروژهای اجرا شده از آنها.....	۹
جدول ۲-۱: راهنمای انتخاب ماشین‌های انبساطی در سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده.....	۲۱
جدول ۳-۱: مقایسه نرم‌افزارهای مختلف جهت مدل‌سازی و مطالعه سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی.....	۲۴
جدول ۴-۱: علائم اختصاری استفاده شده در مدل‌سازی سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده دیاباتیک.....	۲۵
جدول ۱-۲: دسته‌بندی توربین‌ها بر اساس ارتفاع ریزش آب و سرعت مخصوص آنها.....	۶۴
جدول ۲-۲: مقدار ضریب K برای انواع توربین‌های آبی.....	۶۵
جدول ۱-۳: مقایسه بین یاتاقان‌های مکانیکی، مغناطیسی و HTS.....	۷۷
جدول ۲-۳: مقایسه بین ماشین‌های الکتریکی با قابلیت کاربرد در چرخ طیار.....	۷۸
جدول ۳-۳: مشخصات چرخ طیارهای با سرعت بالا و پایین.....	۸۴
جدول ۴-۳: مقایسه مشخصات فنی مواد مورد استفاده جهت ساخت روتور چرخ طیار.....	۸۵
جدول ۵-۳: استانداردهای مرتبط با چرخ طیار.....	۱۰۲
جدول ۱-۴: مقادیر K موردنظر در مدل شبیه‌سازی.....	۱۱۳
جدول ۲-۴: مشخصات سیستم نمونه مورد مطالعه.....	۱۶۳
جدول ۳-۴: هزینه تجهیزات.....	۱۶۸

مقدمه

طراحی، ساخت و بکارگیری سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی بخصوص در حالتی که انرژی بازیافتی از منبع ذخیره‌سازی به صورت الکتریسیته باشد اهمیت قابل توجهی پیدا نموده است. تامین خدمات جانبی (همچون کنترل فرکانس)، غلبه بر محدودیت‌های حرارتی (ناکافی بودن منابع) و تجمیع منابع انرژی‌های تجدیدپذیر در کنار عملکردهایی همچون افزایش راندمان، ایجاد امنیت و بالا بردن کیفیت توان که همگی از مشخصات شبکه‌های هوشمند برق و انرژی بشمار می‌روند بر اهمیت فوق‌الذکر افزوده است. از این رو می‌توان گفت که یکی از مسائل مهم در حوزه انرژی در حال و آینده، بکارگیری سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی با قابلیت بازیافت انرژی الکتریکی خواهد بود.

سیستم‌های هوای فشرده، نیروگاه‌های تلمبه ذخیره‌ای، چرخ طیار و سیستم‌های پتانسیل گرانشی از جمله سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی با قابلیت بازیافت انرژی الکتریکی هستند که انرژی ذخیره شده در آنها به صورت مکانیکی می‌باشد. قابلیت اطمینان بالا، مقیاس‌پذیری و کاربرد متنوع موجب شده است توسعه و بکارگیری این سیستم‌ها (به غیر از نیروگاه‌های تلمبه ذخیره‌ای) مورد توجه قرار گرفته و روز به روز بر اهمیت آنها افزوده شود. به عنوان مثال، سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده در مقیاس بزرگ به منظور پیک‌سایی و مدیریت بار در شبکه برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده در مقیاس کوچک در حمل و نقل و به طور خاص در خودروهای معمولی، کشتی‌ها و وسایل نقلیه هیبریدی کاربرد دارند. استفاده از سیستم‌های ذخیره‌سازی هوای فشرده شده در فناوری‌های بسیار مدرن همچون ماشین‌های پرنده در حال بررسی است.

نظر به آنچه گفته شد تجاری‌سازی ذخیره‌سازهای مکانیکی در جهان با تمرکز ویژه‌ای دنبال می‌شود. پیش‌بینی‌ها نشان می‌دهد ذخیره‌سازهای مذکور در آینده با توسعه و پیشرفت قابل توجهی همراه شده و نقش بسیار مهمی در شبکه‌های هوشمند انرژی خواهند داشت. با فراگیر شدن استفاده از تجهیزات فوق، این تجهیزات در ایران نیز به زودی مورد استفاده قرار خواهند گرفت. در کنار پژوهش‌ها و فعالیت‌های تحقیقاتی همه‌جانبه، بدیهی است یکی از اقدامات مورد نیاز برای آماده‌سازی شرایط لازم جهت استفاده بهینه و گسترده از ذخیره‌سازهای مذکور، تدوین راهنمای فنی طراحی، ساخت و بکارگیری این سیستم‌هاست. با عنایت به این مسئله تهیه و تدوین راهنمای ذخیره‌سازهای مکانیکی مد نظر قرار گرفته و به آن پرداخته شده است. ضابطه پیش‌رو به مباحث مذکور در قالب چهار فصل می‌پردازد.

فصل ۱

اصول طراحی، ساخت و بکارگیری
سیستم‌های هوای فشرده

مقدمه

این فصل از ضابطه به اصول طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده (CAES)^۱ اختصاص دارد. در گام اول، اجزاء اصلی و اساسی این تکنولوژی معرفی خواهند شد. در گام دوم، انواع ذخیره‌سازهای هوای فشرده مشتمل بر دیاباتیک^۲ (با دررو)، آدیاباتیک^۳ (بی دررو) و ایزوترمال^۴ (همدما) معرفی شده و مورد بررسی قرار خواهند گرفت. نمونه پروژه‌های اجرا شده از انواع فناوری‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده و مقایسه آنها نیز موضوع مهمی است که در گام سوم به آن پرداخته می‌شود. در گام پنجم ملاحظات انتخاب سایت (مکان‌یابی) سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده مورد بررسی قرار می‌گیرد. در گام ششم، الگوریتم و روش طراحی ژئومکانیک در سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده ارائه می‌گردد. معرفی نرم‌افزارهای شبیه‌سازی با قابلیت مدل‌سازی سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی و بخصوص سیستم‌های هوای فشرده و نحوه مدل‌سازی سیستم‌های ذخیره انرژی هوای فشرده تشکیل‌دهنده قسمت‌های بعدی خواهند بود.

۱-۱- اجزای ذخیره‌ساز هوای فشرده

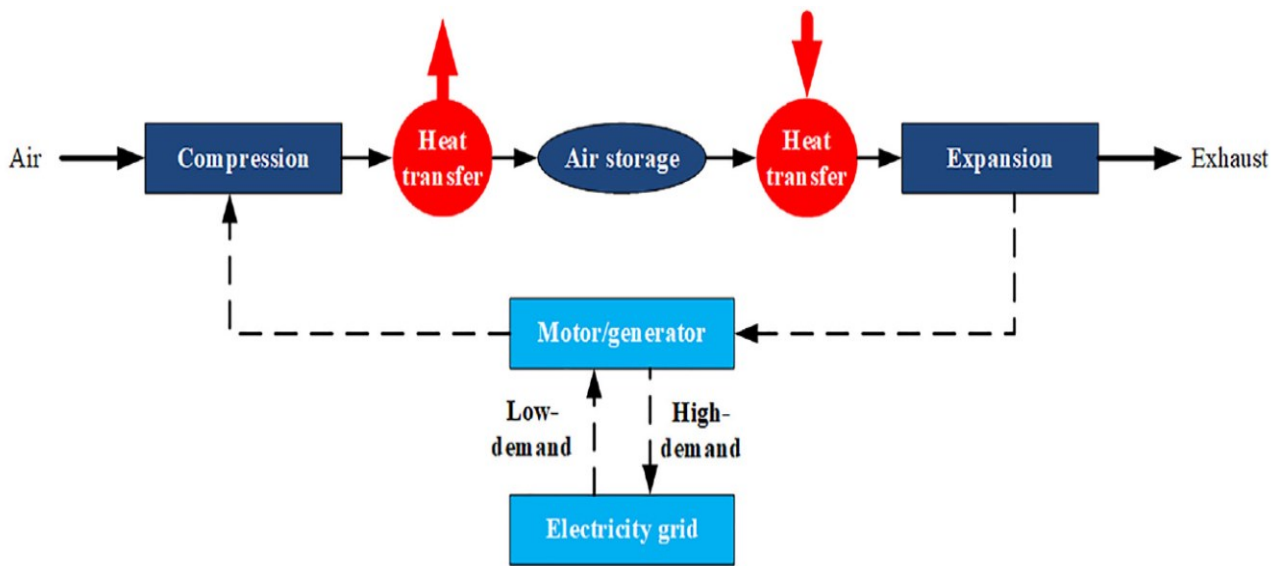
انرژی الکتریکی مصرفی توسط سیستم هوای فشرده، مازاد انرژی الکتریکی شبکه برق در شرایط کم باری است. یک موتور الکتریکی با استفاده از کمپرسور، هوا را به داخل یک غار زیرزمینی (مخزن طبیعی) با ظرفیت بزرگ یا یک مخزن مصنوعی با ظرفیت کمتر هدایت می‌کند. بر همین اساس، انرژی الکتریکی که امکان ذخیره‌سازی ندارد به صورت هوای فشرده ذخیره می‌شود. در واقع گاز با فشار بالا به عنوان یک حامل انرژی در مخزن ذخیره می‌گردد. هنگامی که سیستم قدرت، توان کافی جهت تولید ندارد، هوای فشرده شده از طریق مبدل حرارتی با روغن یا گاز طبیعی ترکیب می‌شود و سپس برای تولید برق به توربین گاز وارد شده تا تقاضای پیک بار شبکه را پوشش دهد. شماتیک ذخیره‌سازی و بازیافت انرژی از ذخیره‌ساز هوای فشرده به همراه اجزای اصلی آن در شکل ۱-۱ آورده شده است [۱].

^۱ Compressed Air Energy Storage

^۲ Diabatic or D-CAES

^۳ Adiabatic or A-CAES

^۴ Isothermal CAES or I-CAES



شکل ۱-۱: شماتیک ذخیره‌سازی و بازیافت انرژی از ذخیره‌ساز هوای فشرده به همراه اجزای اصلی آن

۱-۱-۱- کمپرسور

کمپرسور جزء اصلی سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده است که نسبت فشار کمپرسور در بخش دوم آن نسبت به بخش اول به طور معمول بین ۴۰ تا ۸۰ و در بعضی موارد حتی بیشتر است. در یک سیستم هوای فشرده مقیاس بزرگ مانند Huntorf در آلمان، کمپرسور با جریان محوری و کمپرسور گریز از مرکز به منظور دستیابی به فشرده‌سازی چندمرحله‌ای و خنک‌سازی میان‌مرحله‌ای و پس‌امرحله‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند. در حالت کلی، یک سیستم هوای فشرده مقیاس کوچک، فشار ذخیره‌سازی بیشتری دارد. استفاده از یک کمپرسور رفت و برگشتی یک مرحله‌ای یا چند مرحله‌ای برای کاهش حجم دستگاه ذخیره گاز مناسب‌تر است و انعطاف‌پذیری بیشتری را به همراه دارد [۲-۴].

۱-۱-۲- توربین انبساطی

توربین انبساطی^۱، فشار هوای فشرده شده را کاهش می‌دهد. فرایند انبساط به طور معمول چند مرحله‌ای است. به دلیل فشار زیاد، در مرحله اول انبساط نمی‌توان مستقیماً از توربین گازی معمولی استفاده کرد و به همین علت در حالت عملیاتی (مانند آنچه که در Huntorf آلمان پیاده‌سازی شده) از توربین بخار اصلاح شده در اولین مرحله انبساط استفاده می‌شود. در سیستم‌های مقیاس کوچک هوای فشرده می‌توان از میکروتوربین گازی، توربین انبساطی رفت و برگشتی یا توربین انبساطی هوا-پیچشی استفاده کرد که البته بازده کمتری دارند. توربین‌های انبساطی رفت و برگشتی با سایز کوچک و فشار بالا در حال حاضر در مرحله تحقیقات می‌باشند [۲-۴].

^۱ Expander

۱-۳- تجهیزات ذخیره گاز

تجهیزات ذخیره گاز که مهم‌ترین آنها مخزن یا منبع ذخیره‌سازی است موجبات ذخیره، نگهداری و بازیافت هوا با فشار بالا را فراهم می‌سازند. در ذخیره‌سازهای هوای فشرده در مقیاس بزرگ معمولاً هوای فشرده در معادن نمک زیرزمینی، غارهای سنگی سخت یا غارهای پرمنفذ ذخیره می‌شود. برای سیستم‌های هوای فشرده مقیاس کوچک یا بسیار کوچک، استفاده از مخازن ذخیره مصنوعی می‌تواند وابستگی به منابع طبیعی ذخیره گاز را کاهش دهد [۲-۴].

۱-۴- محفظه احتراق

هوای فشرده شده وارد محفظه احتراق می‌شود، با احتراق سوخت، گاز با فشار و دمای بالا حاصل شده که وارد توربین انبساطی می‌شود. به منظور کاهش انتشار آلاینده‌ها، دمای محفظه احتراق به طور کلی در ۵۰۰ درجه سانتیگراد تنظیم می‌شود. همچنین برای کاهش تخلیه آلودگی ناشی از احتراق فشار بالا، در یک توربین انبساطی چند مرحله‌ای، بعد از مرحله اول انبساط یک محفظه احتراق نصب می‌شود تا بدین‌وسیله حرارت اتلاف شده گازهای خروجی جهت گرم کردن هوای فشرده اولیه مورد استفاده قرار گیرد. در این صورت دما نیز می‌تواند به ۴۰۰ تا ۶۰۰ درجه سانتیگراد برسد. استفاده بهینه از گرمای تلف شده کارایی سیستم را بهبود می‌بخشد [۲-۴].

۱-۲- انواع ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده

روش‌های زیادی برای ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده وجود دارد. در این بین سه سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده شامل دیاباتیک، آدیاباتیک و ایزوترمال موارد اصلی و متداول هستند [۵-۸]. سیستم‌های ذخیره‌ساز دیگری همچون ذخیره‌ساز انرژی هوای مایع^۱، ذخیره‌ساز هوای فشرده فوق بحرانی^۲، میکرو ذخیره‌ساز هوای فشرده^۳ و ذخیره‌ساز هوای فشرده زیرآبی^۴ را نیز می‌توان برای تکنولوژی مذکور نام برد.

در حال حاضر در میان ذخیره‌سازهای انرژی هوای فشرده تنها تکنولوژی دیاباتیک به صورت قابل قبولی وارد فاز تجاری‌سازی شده و سایر فناوری‌های مطرح شده در مرحله نیمه‌صنعتی و یا آزمایشگاهی بوده و انجام تحقیقات بیشتر در خصوص آنها در دستور کار محققان و مهندسان قرار گرفته است. در ادامه این بخش به بررسی سه فناوری اصلی سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده یعنی دیاباتیک، آدیاباتیک و ایزوترمال پرداخته می‌شود [۵-۷].

^۱ Liquid Air Energy Storage (LAES)

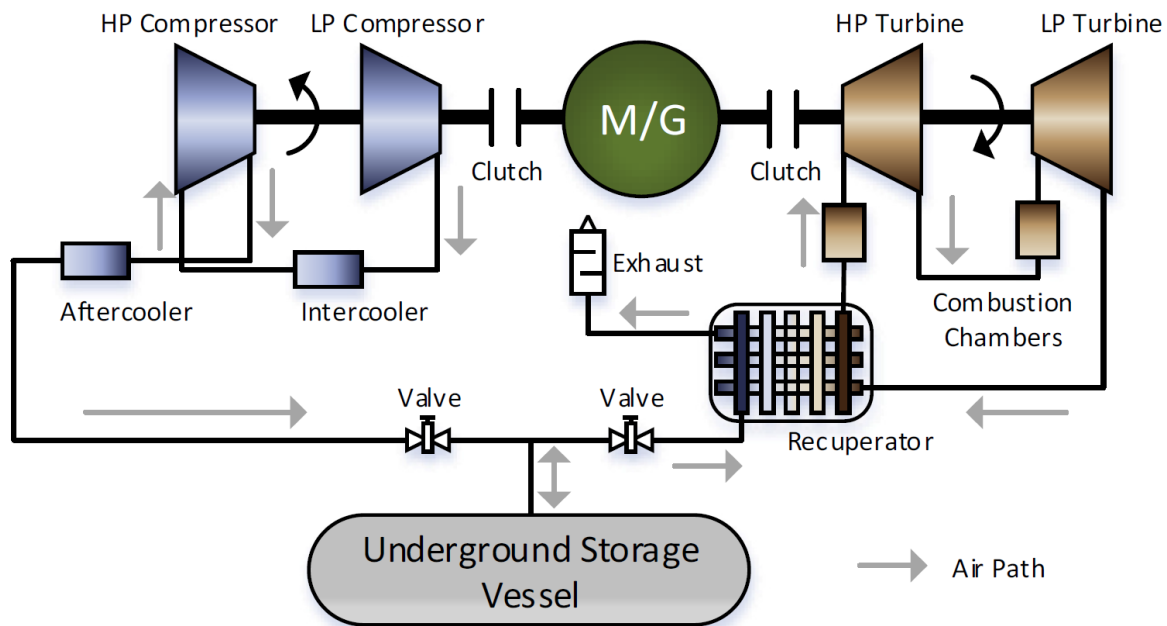
^۲ Supercritical CAES (SC-CAES)

^۳ Micro-CAES (M-CAES)

^۴ Underwater CAES (U-CAES)

۱-۲-۱- ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده نوع دیاباتیکی

سیستم دیاباتیکی ساده‌ترین نوع از ذخیره‌سازهای انرژی هوای فشرده است و در حال حاضر تمامی تجهیزات تجاری فعال در این حوزه مربوط به این نوع فناوری می‌باشد. ساختار متعارف و معمول این ذخیره‌ساز در شکل ۲-۱ نشان داده شده است [۵-۶].



شکل ۲-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده از نوع دیاباتیکی و نحوه کار آن

به منظور راه‌اندازی موتور از انرژی الکتریکی استفاده می‌شود. موتور موجب ورود کمپرسور و کار آن در زنجیره ذخیره‌سازی می‌شود. کمپرسور هوا را به میزان لازم فشرده می‌سازد. بعد از هر مرحله فشرده‌سازی، هوا باید تا حدود دمای محیط سرد شود و این انرژی حرارتی به محیط بیرون رانده می‌شود. هوای فشرده شده معمولاً در گودال یا حفره‌های زیرزمینی^۱ ذخیره می‌شود. برای تولید برق توسط ژنراتور، هوای فشرده آزاد شده و با احتراق گاز طبیعی گرم می‌شود (به منظور بهبود کارایی سیستم) تا مجموعه توربین و ژنراتور را به حرکت درآورد. در این بین می‌توان از یک بازیاب حرارتی یا ریکوپراتور^۲ به منظور تهیه گرمایش اضافی برای هوای فشرده استفاده نمود. این گرمایش در واقع حرارت ناشی از گازهای خروجی از اگزوز توربین است. توربین‌ها ژنراتور را برای تولید برق به حرکت در می‌آورند. بازده رفت و برگشت عملیاتی در سیستم‌های دیاباتیکی از ۴۲ درصد (Huntorf در آلمان) تا ۵۴ درصد (McIntosh در ایالات متحده آمریکا) گزارش شده است [۵-۷].

^۱ Underground Caverns

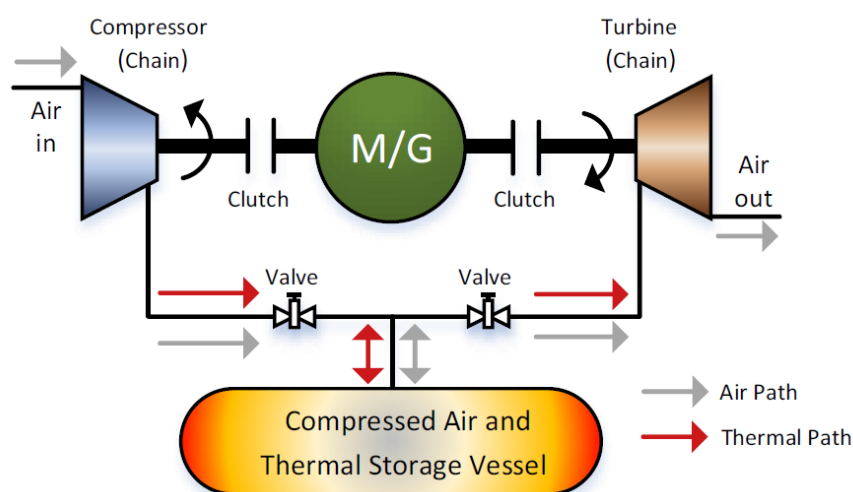
^۲ Recuperator

۱-۲-۲- ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده نوع آدیباتیک

هدف از طراحی و ساخت سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیباتیک بهبود کارایی سیستم‌های دیباتیک از طریق ذخیره گرمای تولید شده در فرآیند فشرده‌سازی و استفاده از این انرژی برای گرم کردن هوای ورودی به توربین‌ها بوده است [۸]. بنابر این نیاز به احتراق گاز طبیعی در این سیستم‌ها وجود ندارد که این مساله موجب بهبود کارایی و سازگاری بیشتر با محیط زیست می‌گردد. سیستم‌های هوای فشرده مذکور به دو نوع آدیباتیک بدون ذخیره‌ساز انرژی گرمایشی^۱ و آدیباتیک با ذخیره‌ساز انرژی گرمایشی^۲ تقسیم‌بندی می‌شوند. ذخیره‌سازهای انرژی گرمایشی، ذخیره‌سازهای حرارتی^۳ نیز خوانده می‌شوند. در ادامه به معرفی و بررسی انواع ذخیره‌سازهای هوای فشرده نوع آدیباتیک پرداخته می‌شود.

۱-۲-۲-۱- سیستم‌های آدیباتیک بدون ذخیره‌ساز حرارتی

شماتیک و نحوه کار یک سیستم آدیباتیک بدون ذخیره‌ساز حرارتی در شکل ۱-۳ آورده شده است. ویژگی بارز این ذخیره‌ساز آن است که هوا پس از هر مرحله فشرده‌سازی خنک نمی‌شود و هوای فشرده شده در دمای بالاتر ذخیره می‌شود. بنابراین لازم نیست هوا قبل از انبساط، گرم شود. به این ترتیب اتلاف انرژی گرمایی کاهش می‌یابد. چنین سیستمی معایب قابل توجهی نیز دارد. هوا نمی‌تواند در فشارهای بالا فشرده شود زیرا خنک نشده است و در نتیجه پتانسیل یا توانایی آن برای ذخیره انرژی کاهش می‌یابد. به علاوه، ذخیره هوای فشرده در دمای بالاتر به مخازن با فناوری پیشرفته نیاز دارد که این مساله موجب می‌شود هزینه ذخیره‌ساز افزایش قابل توجهی پیدا نماید. بنابراین در حالت کلی این سیستم‌ها گزینه مناسبی برای ذخیره‌سازی هوای فشرده نیستند [۹-۱۲].



شکل ۱-۳: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیباتیک بدون ذخیره‌ساز حرارتی و نحوه عملکرد آن

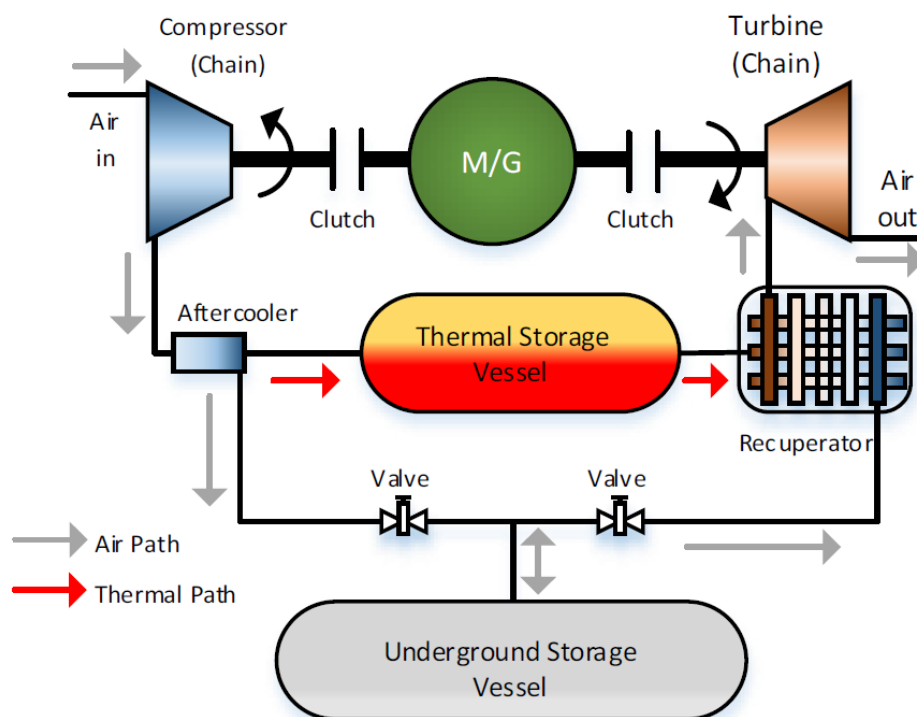
^۱ A-CAES without TES

^۲ A-CAES with TES

^۳ Thermal Energy Storage Systems

۲-۲-۲-۱- سیستم‌های آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی

حالت بهیود یافته سیستم آدیاباتیک ساده مجهز کردن آن به ذخیره‌ساز حرارتی می‌باشد که شماتیک آن در شکل ۴-۱ آورده شده است. در این سیستم گرما پس از هر مرحله فشرده‌سازی از هوا خارج می‌شود. با این حال، در این حالت انرژی گرمایی در یک بستر یا مجموعه ذخیره‌سازی حرارتی انباشت می‌گردد [۵-۷]. سپس گرمای ذخیره شده برای بالا بردن درجه حرارت هوای فشرده شده قبل از ورود به توربین استفاده می‌شود و در نتیجه نیازی به انرژی گرمایی که باید از یک منبع اضافی دریافت شود، نیست. این امر بازدهی رفت و برگشتی را افزایش می‌دهد و موجب کاهش اثرات منفی زیست محیطی می‌گردد. با در نظر گرفتن این فرآیند راندمان در سیستم مذکور به ۷۵ درصد می‌رسد. شایان ذکر است، چالش قابل توجه برای این سیستم‌ها، هزینه ذخیره‌سازی حرارتی است و همواره این هزینه باید در مقابل افزایش راندمان و بهبود سایر پارامترها و مسائل مورد توجه طراحان و سازندگان قرار گیرد [۱۳-۱۶].



شکل ۴-۱: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی و نحوه عملکرد آن

۳-۲-۱- ذخیره‌ساز هوای فشرده نوع ایزوترمال

هدف از طراحی و بکارگیری سیستم‌های ایزوترمال، تکمیل چرخه شارژ و دشارژ در شرایطی است که دمای هوا ثابت یا تقریباً ثابت باقی بماند. فشرده‌سازی هوا در دمای ثابت به این معناست که برای کار کردن کمپرسورها به انرژی کمتری نسبت به سیستم‌های آدیاباتیک با حفظ نسبت فشار مشابه لازم است. گرمای خارج شده از هوا در هنگام فشرده‌سازی می‌تواند در هنگام انبساط مجدداً به هوا وارد شود. این مساله موجب بهبود کارایی سیستم می‌شود. تفاوت کلیدی بین

سیستم‌های ایزوترمال و آدیاباتیک این است که در نوع اول، گرما به طور پیوسته در هنگام فشرده‌سازی از بین می‌رود و در هنگام انبساط، با حفظ دمای ثابت، اضافه می‌شود. در نقطه مقابل در سیستم‌های آدیاباتیک انرژی گرمایی پس از هر بار فشرده‌سازی یا هر بار انبساط به ترتیب از بین رفته یا اضافه می‌شود. اگر سیستم آدیاباتیک به ذخیره‌ساز حرارتی مجهز شود، گرمای مذکور به صورت حرارت ذخیره می‌شود.

مزیت کلیدی سیستم‌های ایزوترمال، بهره‌وری بالای آنها (حدود ۸۰ درصد) است. این بهره‌وری بالا مرهون فشرده‌سازی یا انبساط هوا در شرایط ایزوترمال یا نزدیک به آن است که بواسطه آن حاصل می‌شود که کاهش راندمان ناشی از انحراف دما کاهش یافته و نسبت‌های فشار و چگالی توان از طریق گسترش ایزوترمال افزایش می‌یابد [۱۶-۱۹].

نقطه ضعف سیستم‌های ایزوترمال مشکل حفظ دمای ثابت در تمام مراحل کار است و تحقیقات زیادی برای حل این مشکل انجام شده و راه‌حل‌های متنوعی نیز ارائه شده که تاکنون مورد استقبال چندانی قرار نگرفته است. از جمله این راه‌حل‌ها می‌توان به پاشش آب یا کف به داخل توربوماشین‌ها برای دستیابی به انتقال حرارت بهتر و یا استفاده از ماشین‌های فشرده‌سازی یا انبساطی با سرعت کمتر و سطح موثر بیشتر اشاره کرد [۲۰-۲۲].

۱-۳- نمونه پروژه‌های اجرا شده از انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده

در جدول ۱-۱، انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده که در بخش پیشین به آنها اشاره شد، مقایسه شده و توضیحات مختصری در مورد هر یک از آنها ارائه شده است. همچنین پروژه‌های تجاری هر یک از انواع ذخیره‌سازهای مذکور به همراه شرکت‌های مربوطه نام برده شده است [۲۳-۲۵].

جدول ۱-۱: مقایسه بین انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده و نمونه پروژه‌های اجرا شده از آنها

ردیف	نوع فناوری	توضیحات	نمونه پروژه تجاری
۱	ذخیره‌ساز هوای فشرده دیاباتیک	گرمای تولید شده در فرآیند فشرده‌سازی هوا به جو منتقل می‌شود. قبل از انبساط، هوای فشرده گرم می‌شود تا راندمان توربین افزایش یابد. این گرما معمولاً از طریق احتراق گاز و بارگیری ریکوپراتور حاصل می‌شود.	Huntorf در آلمان [۱-۳] McIntosh در ایالات متحده آمریکا [۴] ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده، تگزاس، ایالات متحده آمریکا [۵]
۲	ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک بدون در نظر گرفتن ذخیره‌ساز حرارتی	گرمای تولید شده در فرآیند فشرده‌سازی در همان مخزن ذخیره‌سازی هوای فشرده ذخیره می‌شود. برای فرآیند انبساط نیازی به گرم شدن هوا نیست.	در دسترس نیست
	ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک با در نظر گرفتن	گرمای تولید شده در فرآیند فشرده‌سازی در یک سیستم TES جداگانه ذخیره می‌شود. سپس از این انرژی حرارتی برای گرم کردن هوا قبل از انبساط استفاده	Biasca در سوئیس [۶-۷] Wuhu در چین [۸-۹] پروژه ADELE در آلمان [۱۰-۱۱]

ردیف	نوع فناوری	توضیحات	نمونه پروژه تجاری
	ذخیره‌ساز حرارتی	می‌شود.	
۳	ذخیره‌ساز هوای فشرده ایزوترمال	از تغییرات دما در فشرده‌سازی و انبساط جلوگیری می‌شود. این بدان معناست که برای گرم شدن هوا قبل از فشرده‌سازی نیازی به احتراق گاز نیست و بازده رفت و برگشتی بالا است.	در دسترس نیست

۴-۱- ملاحظات انتخاب سایت (مکان‌یابی احداث) سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده

معیارهای در نظر گرفته شده برای مکان‌یابی احداث سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده از طریق بحث و گفتگو با متخصصان دانشگاهی و صنعتی، گردآوری و در مرجع [۲۶] به آنها اشاره شده است. فرض مساله بر این نکته استوار بوده که غارهای نمکی زیرزمینی به عنوان منبع ذخیره‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد و در صورتی که از سایر منابع طبیعی یا مخزن مصنوعی استفاده شود معیارهای در نظر گرفته شده متفاوت خواهند بود. معیارهای انتخاب سایت‌های مذکور به سه دسته عمده تقسیم می‌شوند:

(الف) زمین‌شناسی و ژئومکانیک

(۱) عمق لایه‌های نمکی

(۲) ضخامت لایه‌های نمکی

(ب) پتانسیل موجود از منابع انرژی و تقاضا برای آن

(۱) پتانسیل انرژی‌های تجدید پذیر شامل انرژی باد و انرژی خورشیدی

(۲) تقاضای انرژی الکتریکی

(ج) زیرساخت‌های موجود

(۱) مجاورت با زیرساخت‌های گاز طبیعی موجود

(۲) مجاورت با زیرساخت‌های الکتریکی موجود

(د) سایر معیارهای ژئومکانیکی نظیر ضخامت میانی و ضخامت سنگی سقف

در ادامه به بررسی هر یک از موارد مذکور پرداخته می‌شود.

۴-۱-۱- عمق

معیار امتیازدهی برای عمق غار نمکی در وهله اول به مسائل پایداری ژئومکانیکی و سپس به یکپارچه‌سازی عملکردی در ارتباط با نیازهای توربوماشین‌ها مرتبط می‌شود. همچنین کمترین و بیشترین فشار هوا که به غار تحمیل می‌شود وابسته به نمک است. در برخی مطالعات محدوده فشار عملیاتی ۴ تا ۸ مگا پاسکال فرض می‌شود. این محدوده فشار

مشابه آنچه که در غارهای Huntorf و McIntosh استفاده می‌شود، است. غارهای مذکور در فشارهای تقریبی ۴/۶ تا ۷/۵ مگا پاسکال کار می‌کنند که ثبات عملکردی نسبتاً محافظه‌کارانه را برای آنها در محدوده عمق مطلوب به همراه داشته است. علاوه بر این، محدوده عملیاتی ۴ تا ۸ مگا پاسکال منطبق بر محدوده فشار توربین‌های انبساطی تجاری و موجود در بازار است [۲۷-۳۰].

در عمق کمتر، فشار زیاد هوای غار می‌تواند موجب شکستگی قطب یا دیواره‌های آن شود. این مساله خروج هوا از غار را به همراه خواهد داشت. به عنوان یک قاعده کلی، حداکثر فشار غار باید به ۸۰ درصد فشار شکستگی یا تنش استاتیکی زمین محدود شود. توجه به این نکته لازم است که این فقط یک نقطه مرجع تقریبی است و باید تجزیه و تحلیل دقیق ژئومکانیک برای بررسی این محدوده قبل از عملیات بهره‌برداری از غار نمکی انجام شود.

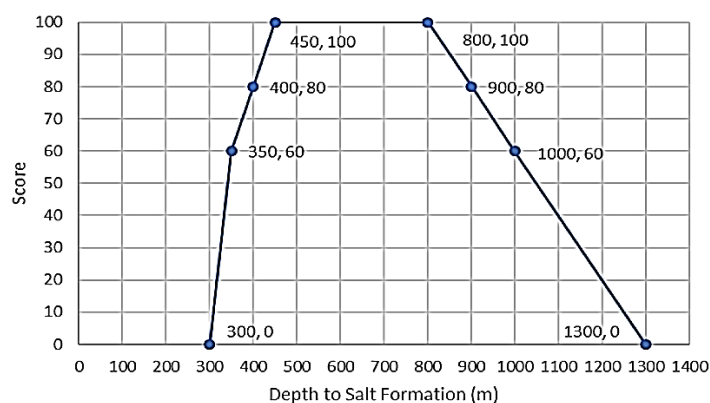
اگر یک غار آن قدر کم عمق باشد که حداکثر فشار عملیاتی مجاز آن زیر ۸ مگا پاسکال قرار گیرد، دامنه فشار عملیاتی کوچک شده و بنابر این ذخیره‌سازی انرژی کمتری در واحد حجم حاصل می‌شود. در این بین محدودیت مذکور برای عمق کم مطلوب بشمار رفته و نوعی امتیاز محسوب می‌شود. فشار کم هوا می‌تواند با افزایش تنش انحرافی $(\sigma_1 - \sigma_3)$ موجب افزایش خزش شود. خزش حالت پایدار به صورت تغییر شکل وابسته به زمان ناشی از تنش انحرافی مداوم تعریف می‌شود [۲۶]. نمک می‌تواند در مقیاس زمانی - مهندسی تغییر شکل، خزش قابل توجهی را تجربه کند و بنابر این باید در طراحی حفره ذخیره زیرزمینی این مساله به دقت مورد توجه قرار گیرد. رابطه خزش حالت پایدار که معمولاً استفاده می‌شود به صورت رابطه (۱-۱) است.

$$\varepsilon_{ss} = A \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_0} \right)^n \exp\left(\frac{-Q}{RT}\right) \quad ۱-۱$$

در رابطه فوق، ε_{ss} نرخ کرنش حالت پایدار، $\sigma_1 - \sigma_3$ تنش انحرافی، T درجه حرارت، A پارامتر وابسته به مواد (شامل بافت، نوع ماده، رطوبت و محتوای ناخالصی)، n پارامتر بر اساس مکانیسم‌های مختلف یا رژیم خزش، σ_0 تنش عادی که در آن مکانیسم خاصی آغاز می‌شود، R ثابت جهانی گاز و Q انرژی فعال‌سازی یک مکانیسم مشخص می‌باشد.

از رابطه (۱-۱) می‌توان دریافت که خزش به طور نمایی با تنش انحرافی افزایش می‌یابد. در یک فشار مشابه غار، تنش انحرافی در غارهای عمیق نسبت به غارهای کم‌عمق بیشتر است که نتیجه آن خزش بیشتر برای غارهای عمیق است. این رابطه همچنین نشان می‌دهد که خزش با افزایش دما افزایش می‌یابد. در سطح زیرین، دمای سنگ‌ها با گرادیان دمایی (زمین‌گرمایی) ۲۵ درجه سانتیگراد بر کیلومتر افزایش می‌یابد. بنابر این خزش به دلیل دمای بالای سنگ و تنش انحرافی زیاد یک نگرانی عمده در غارهای عمیق است. برای جلوگیری از کاهش بیش از حد حجم خزش، حداقل

فشار باید ۲۵ درصد فشار روباره‌ای^۱ باشد. فشار روباره‌ای فشار عمودی بر سنگ یا خاک ناشی از جرم قرار گرفته بر روی آنها می‌باشد. کاهش حجم برای خزش نامطلوب است زیرا موجب کاهش میزان هوای فشرده قابل ذخیره‌سازی می‌شود. در حالت کلی تعادل پیچیده‌ای بین عمق غار، فشارهای عملیاتی، طول عمر ذخیره‌سازی، خطرات مربوط به غار، نوع تجهیزات مکانیکی و میزان هزینه برقرار است. این ملاحظات در مطالعات و تحقیقات مختلف مد نظر قرار گرفته و با توجه به آنها امتیازات مشخصی به عمق لایه‌های نمک تخصیص داده شده است. به عنوان نمونه، به غاری که در محدوده عمق ۴۵۰ تا ۸۰۰ متر ساخته شده است نمره ۱۰۰ داده می‌شود زیرا نیازهای تجهیزات را در محدوده فشار ۴ تا ۸ مگا پاسکال برآورده می‌کند. به غارهایی که در عمق کمتر از ۳۵۰ متر ساخته شده‌اند، نمره کمی داده می‌شود زیرا ممکن است بدون شکستگی قادر به تحمل فشارهای حداکثر ۸ مگا پاسکال نباشند و بنابراین دامنه فشار عملیاتی را محدود می‌کنند. برعکس، به غارهای عمیق‌تر از ۸۰۰ متر نمره کمتری داده می‌شود زیرا حداقل فشار ۴ مگا پاسکال می‌تواند منجر به فشار قابل توجهی شده که نتیجه آن بسته شدن حجم قابل توجهی از غار در طول عمر آن خواهد بود. شایان ذکر است افزایش سرمایه‌گذاری به منظور ذخیره انرژی بیشتر لزوماً همیشه کارساز نخواهد بود، چرا که تجهیزات مکانیکی فشار ورودی مشخص و محدودی دارد [۲۶]. به طور کلی، هرچه فشارهای عملیاتی غار بالاتر باشد، اتلاف انرژی مرتبط با فشار هوا بیشتر می‌شود. با توجه به این محدودیت، بازه ایده آل فشار عملیاتی و شرایط روباره‌ای که این فشار مورد نظر در آن کار می‌کند، مشخص می‌شود. سیستم امتیازدهی جهانی برای عمق غار نمک در شکل ۱-۵ آورده شده است.



شکل ۱-۵: امتیازدهی برای عمق لایه‌های نمکی

توجه به این نکته لازم است که سیستم امتیازدهی جهانی برای یک غار با حجم ثابت مناسب است. عملکرد غار نمکی تحت فشار ثابت چالش برانگیزتر به نظر می‌رسد زیرا معمولاً به حوضچه آب نمکی سطحی نیاز دارد و طبیعتاً هزینه‌های ساخت آن افزایش می‌یابد و همچنین مجوز و پذیرش عمومی و زیست‌محیطی آن با چالش‌های خاص همراه است. انتظار

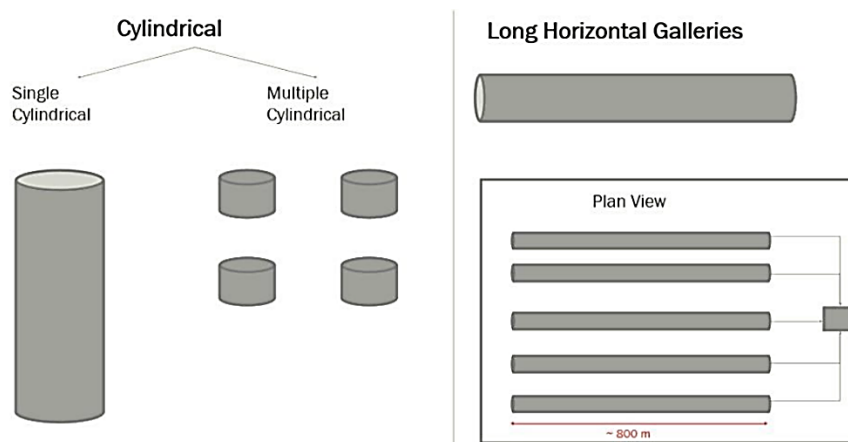
^۱ Lithostatic Pressure or Overburden Pressure

می‌رود برای یک معیار عمق جایگزین برای یک غار جبران شده با فشار، تشکیلات نمکی عمیق‌تر حالت مطلوب باشد زیرا فشار غار به طور مستقیم با عمق متناسب است. بر همین اساس فشار غار باید با وزن ستون مایع مورد استفاده برای حفظ فشار غار ثابت تعادل داشته باشد. این مایع معمولاً آب نمکی شکل است و بنابر این فشار غار به تراکم آب نمک اشباع محدود می‌شود. فشار مذکور تقریباً ۱۲ مگا پاسکال بر کیلومتر است که در عمق غار ضرب می‌شود [۲۶].

۱-۴-۲- ضخامت نمک

ضخامت لایه‌های نمک در هنگام انتخاب یک مکان مناسب برای ذخیره‌ساز هوای فشرده معیاری مهم است. طبقات نمک باید به اندازه کافی ضخیم باشند تا بتوانند حجم ذخیره‌سازی حداقلی معادل ۱۵۰,۰۰۰ مترمکعب را در خود جای دهند. علاوه بر ایجاد حجم زیاد، لایه‌های نمک ضخیم‌تر با تهیه یک بافر بزرگ‌تر از سنگ نمک بین سقف غار و پوشاننده‌های غیر نمکی، به افزایش ثبات و یکپارچگی غار کمک می‌کند. ضخامت تشکیلات نمک یکی از موارد مهم در ساختارهای رسوبی نمکی است اما در گنبدهای نمکی به این اندازه مهم نیست زیرا گنبدها به طور معمول در جهت عمودی تشکیل شده و گسترش می‌یابند. در حقیقت، ضخامت گنبدهای نمکی حداقل صدها متر است در حالی که لایه‌های نمکی نسبتاً نازک هستند (از چند سانتیمتر تا چند صد متر) و ممکن است به اندازه کافی ضخیم نباشد که بتواند غارهای بزرگ ذخیره‌سازی را در داخل خود جای دهند [۲۸-۲۹].

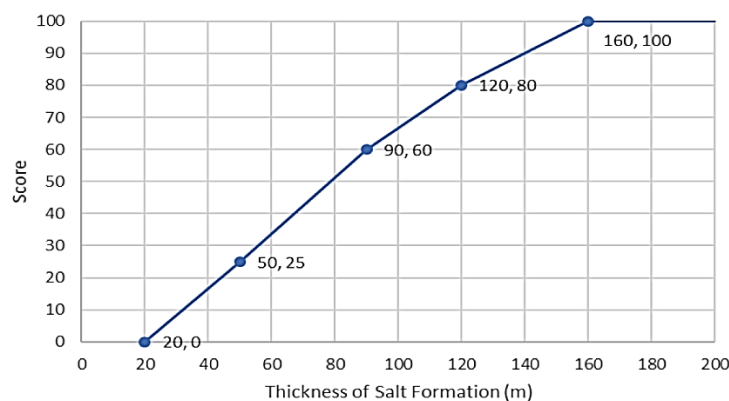
ضخامت لایه‌های نمکی و حجم مورد نیاز، شکل غارهای نمکی را تعیین می‌کنند. دستیابی به حجم زیاد غارهای لازم برای ذخیره‌ساز هوای فشرده از سه روش که مربوط به شکل غار و تعداد غارها می‌شود قابل حصول است. در حفره‌های معدنی محلول در گنبدهای نمکی، از یک غار استوانه‌ای عمودی استفاده می‌کنند. همچنین می‌توان از غارهای استوانه‌ای متعدد نیز استفاده نمود. نهایتاً، گالری‌های افقی بلند برای تشکیلات نمک نازک‌تر ایده‌آل هستند اما تکنیک‌های لازم برای استخراج آنها به خوبی توسعه نیافته است. شکل‌ها و ساختار موارد پیشنهادی در شکل ۶-۱ آورده شده است.



شکل ۶-۱: حالت‌های مختلف پیکربندی و ساختار غار نمکی جهت دستیابی به حجم زیاد

در غارهای استوانه‌ای، قطر غار توسط مسائل پایداری سقف محدود می‌شود. اگر فشار داخل غار قادر به حمایت از سقف نباشد (در واقع غارهایی با قطر بیشتر از ارتفاع) ریزش سقف محتمل خواهد بود. معمولاً توصیه می‌شود که برای غارهای عمیق نسبت ارتفاع به قطر، برابر یا بیشتر از یک باشد. برای غارهای کم‌عمق، نسبت ارتفاع به قطر ممکن است کاهش یابد. با این حال، تجزیه و تحلیل ژئومکانیکی برای ارزیابی پایداری سقف در بازه زمانی بلند مدت بسیار کارساز خواهد بود. اگر لایه‌های نمکی به اندازه کافی ضخیم باشند و حجم مورد نیاز را فراهم نمایند، غارهای استوانه‌ای انفرادی را می‌توان ساخت. از آنجایی که برای این غارها فقط یک چاه باید حفر شود، این غارها از نظر اقتصادی نیز به صرفه هستند. توجه به این نکته لازم است که حفاری چاه برای سیستم‌های هوای فشرده هزینه قابل توجهی خواهد داشت زیرا باید چاه‌هایی با قطر بزرگ حفر شوند تا سرعت جریان توده هوای مورد نیاز برای انبساط تامین شود [۳۱-۳۲].

اگر لایه‌های نمکی در مقایسه با غار استوانه‌ای به اندازه کافی ضخیم نباشند، می‌توان غارهای استوانه‌ای متعددی ایجاد کرد تا حجم مورد نیاز را تامین نمایند. اما از آنجایی که چندین چاه برای اتصال ذخیره‌سازی زیرزمینی به تاسیسات سطح مورد نیاز است، این حالت گزینه‌ای گران قیمت است. یک گزینه بالقوه برای ذخیره‌سازی در نمک نازک حاشیه‌ای، ایجاد گالری‌های افقی بلند است. این غارهای تونلی شکل دارای طول افقی معادل با صدها متر و قطر چند متر می‌باشند. بسته به حجم مورد نیاز می‌توان یک غار افقی بلند یا چند غار افقی بلند ایجاد کرد. بسترهای نمک با ضخامت کمتر از ۲۰ متر به دلیل ثبات و مشکلات احتمالی اتلاف هوا، برای توسعه غار مناسب نیستند. غارهای با ضخامت بین ۲۰ تا ۹۰ متر، امتیازی متوسط دارند زیرا لایه‌های نمکی غارهای مختلفی نیاز دارند تا حجم هوای مورد نیاز را تامین نمایند. به لایه‌های نمکی با ضخامت بیش از ۹۰ متر امتیاز بالایی داده می‌شود زیرا احتمال استفاده از یک غار بزرگ بیشتر است. شکل ۷-۱ سیستم امتیازدهی کلی را نشان می‌دهد که برای ارزیابی معیار ضخامت تشکیل نمک استفاده می‌شود.



شکل ۷-۱: امتیازدهی ضخامت لایه‌های نمکی جهت استفاده به عنوان منبع ذخیره‌سازی هوای فشرده

۱-۴-۳- ضخامت میانی

اهمیت بررسی ضخامت میانی در غار نمکی زیرزمینی فناوری ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده قابل چشم‌پوشی نیست. در نظر گرفتن ضخامت میانی برای مطالعه کلان در یک منطقه وسیع عملاً امکان‌پذیر نمی‌باشد. اما هنگامی که سایت‌ها محدود می‌شوند، در مطالعات دقیق ژئومکانیکی می‌بایست ضخامت میانی به عنوان یکی از پارامترها در نظر گرفته شود. لایه‌های میانی غیر نمکی مانند انیدریت^۱، دولومیت^۲ و شیل^۳ معمولاً در ذخایر نمک وجود دارند. بررسی ضخامت میانی برای استخراج محلول و پایداری غار مهم است. لایه‌های میانی نازک غیر نمکی معمولاً در حین استخراج محلول تحت وزن خود قرار می‌گیرند. با این حال، بسترهای ضخیم تمایل دارند نمک قابل ترمیم را کاهش دهند، با این کار "حجم"^۴ کاهش نمی‌یابد و بنابراین غار به چند قسمت تقسیم می‌شود. به دلیل کاهش فشارهای حمایتی، احتمال خراب شدن بسترهای داخلی در غارهای با شعاع بزرگ؛ از غارها با شعاع کوچک بیشتر است [۳۱-۳۲]. علاوه بر این، سنگ‌شناسی بین بسترها نقش مهمی در تعیین حداکثر ضخامت مجاز دارد. بسترهایی با سختی کم مانند گل‌سنگ در مقایسه با لایه‌های سختی نظیر انیدریت بیشتر در معرض ریزش قرار دارند. فارغ از مسئله استخراج معدن، ضخامت میانی بر پایداری غار نیز تاثیر می‌گذارد. بسترهای نمکی و غیر نمکی مکانیسم تغییر شکل متفاوتی دارند. به عنوان مثال نمک در مقیاس زمانی - مهندسی خزش می‌کند در حالی که سنگ‌های غیر نمکی در همین مقیاس خزش نمی‌کنند. در طول دوره استخراج، تغییر شکل تفاضلی میان بسترهای نمکی و غیر نمکی می‌تواند منجر به لغزش رابط شده و به پوشش آسیب وارد گردد.

۱-۴-۴- سنگ سقف نمکی و غیرنمکی

در نظر گرفتن ضخامت سقف نمکی و غیر نمکی یک بخش حیاتی در مطالعه دقیق غارهای نمکی محسوب می‌شود. همان‌طور که در مورد ضخامت میانی اشاره شد، امکان مطالعات کلان در سطح وسیع به منظور بررسی ضخامت سقف نمکی و غیر نمکی وجود ندارد. با این حال، اطلاعاتی در مورد آن فراهم شده است که می‌تواند در طول بررسی و مطالعه ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده برای سایت‌های خاص مورد استفاده قرار گیرد. سنگ سقف نقش مهمی در پایداری غار دارد زیرا به عنوان یک سازه تحمل بار^۵ عمل می‌کند. یک سنگ سقفی مناسب، وزن و سنگینی بار را تحمل می‌کند و آن را به دور از غار نمک توزیع می‌کند. یک سقف سنگ علاوه بر تثبیت غار، یک توده هوای تزریق شده را در بر می‌گیرد و به موجب آن مانع حرکت به سمت بالا می‌شود. پوشش سنگی از دو نوع سقف نمکی و سقف غیر نمکی تشکیل می‌گردد.

^۱ Anhydrite

^۲ Dolomite

^۳ Shale

^۴ Volume

^۵ Load Bearing

سقف نمکی را می‌توان به صورت لایه‌های نمک واقع در بین بالای غار و وزن بار غیر نمکی تعریف نمود. سقف غیر نمکی اولین لایه غیر نمکی بالای لایه‌های نمک است. به طور کلی، غارهای موجود در گنبد‌های نمکی با رسوبات ضخیم دارای سقف نمکی عمیقی هستند که گاهی اوقات بیش از صدها متر ضخامت دارند. این مساله برای تحمل بار سقف نمکی کافی است و تغییر شکل غار را به حداقل می‌رساند. اما غارهای موجود در ذخایر نمکی به طور معمول سقف نمکی ضخیمی ندارند. در این شرایط، سقف نمکی نازک و سقف غیر نمکی باید با هم عمل نموده تا بار سنگین را تحمل نمایند و تغییر شکل غار را به حداقل برسانند. در مواردی که سقف غیر نمکی نیاز به تحمل بار سنگین دارد، مانند رسوبات نمکی، لایه غیر نمکی باید حاوی مشخصات سنگ سقفی مناسب باشد.

نمونه‌های خوبی از سقف‌های غیر نمکی مناسب، آنیدریت و کربنات‌ها^۱ هستند که از سختی بالایی برخوردار هستند. برای لایه سقف مناسب، ضخامت یک‌سوم (۰/۳۳) قطر غار می‌تواند پایداری کافی ایجاد کند.

۱-۴-۵- پتانسیل انرژی‌های تجدیدپذیر

از جمله اهداف بکارگیری سیستم‌های هوای فشرده می‌توان به تجمیع انرژی‌های تجدیدپذیر مانند باد و خورشید در یک شبکه اشاره کرد. استقرار تاسیسات ذخیره‌سازی هوای فشرده در نزدیکی نیروگاه‌های تجدیدپذیر از نظر اقتصادی به صرفه است. در مطالعات می‌بایست از نقشه پتانسیل‌های خورشیدی و بادی در منطقه مورد نظر استفاده نمود. امتیازدهی به پتانسیل انرژی‌های تجدیدپذیر به دو بخش باد و خورشید وابسته است که به ترتیب از نظر چگالی انرژی موجود و اندازه‌گیری شده بر حسب W/m^2 برای انرژی بادی و از نظر میانگین سالانه روزهای آفتابی و اندازه‌گیری شده بر حسب $MJ/m^2/day$ در سطح پانل برای انرژی خورشیدی مورد بررسی و ارزیابی قرار می‌گیرند [۳۱-۳۳].

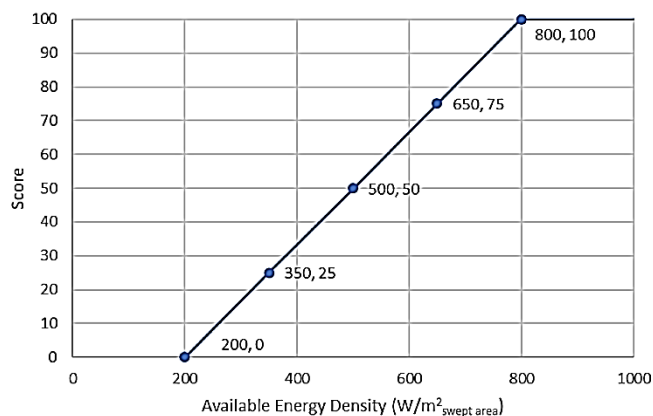
امتیاز پتانسیل انرژی‌های تجدیدپذیر برای یک سایت مشخص، ترکیبی از (۱) ۵۰ درصد متوسط منابع موجود و (۲) ۵۰ درصد بهترین منابع موجود می‌باشد. نمونه‌ای از سیستم امتیازدهی برای پتانسیل انرژی باد و خورشید را می‌توان به ترتیب در شکل ۸-۱ و شکل ۹-۱ مشاهده نمود. همان طور که پیش از این نیز مطرح شد، نقشه‌های امتیازدهی پتانسیل انرژی باد و خورشید نیز لازم می‌باشد.

$$REPS = 0.5 \times ave(ws, ss) + 0.5 \times \max(ws, ss)$$

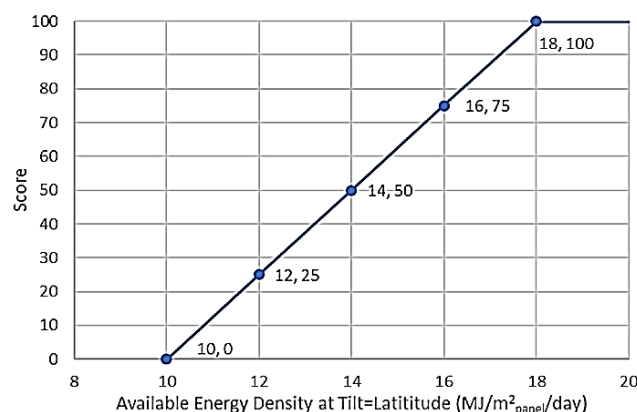
۲-۱

که در رابطه (۲-۱)، REPS امتیاز پتانسیل انرژی تجدیدپذیر، ws امتیاز پتانسیل انرژی بادی و ss امتیاز پتانسیل انرژی خورشیدی است.

^۱ Anhydrite and Carbonates



شکل ۸-۱: معیار امتیازدهی برای پتانسیل انرژی باد



شکل ۹-۱: معیار امتیازدهی برای پتانسیل انرژی خورشیدی

۱-۴-۶- تقاضای انرژی الکتریکی

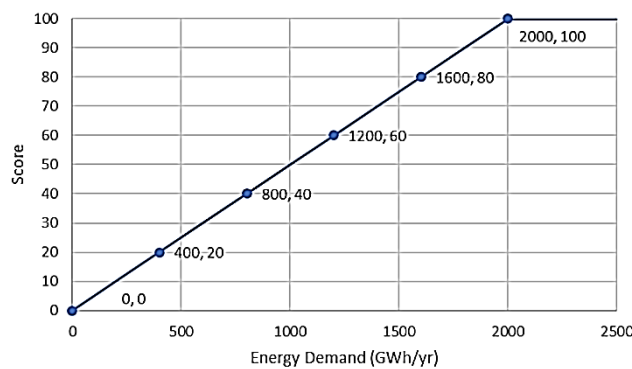
از نظر اقتصادی ساخت یک مرکز ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده در مجاورت مراکز مصرف انرژی مطلوب است زیرا امکان کاهش هزینه‌های مربوط به انتقال انرژی را تا حد مناسبی فراهم می‌سازد. در مطالعات مربوط، تقاضای انرژی الکتریکی از طریق ضرب جمعیت منطقه در متوسط سرانه مصرف انرژی آن منطقه محاسبه می‌شود. امتیاز تقاضای برق برای یک سایت با جمع‌آوری تقاضای انرژی در شعاع ده کیلومتری می‌تواند تعیین شود [۳۳]. فرض بر این است که تقاضای انرژی در مناطق منتخب به طور یکسان توزیع شده است. شکل ۱۰-۱ به طور نمونه امتیازدهی تقاضای انرژی الکتریکی را نشان می‌دهد. در واقع امتیازدهی، تابعی خطی است که نهایتاً به تقاضای انرژی در شعاع ده کیلومتری سایت، بسته به کم یا زیاد بودن آن نمره کم یا زیاد می‌دهد. با استفاده از این سیستم امتیازدهی می‌توان نقشه‌های معرف تقاضای انرژی الکتریکی در سایت‌های مختلف را ایجاد نمود [۳۳].

توجه شود که میانگین سرانه مصرف انرژی شامل تمام انرژی مصرفی در منطقه، از جمله بخش‌های مسکونی، صنعتی و تجاری است.

$$EED = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{A_{t,i}} P_i \times ED_{Capita}$$

۳-۱

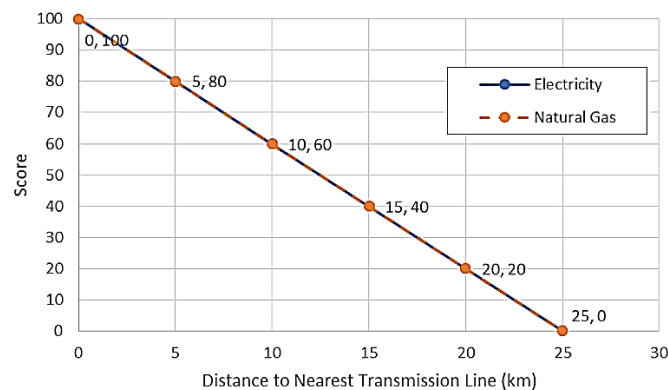
در رابطه (۳-۱)، EED تقاضای انرژی الکتریکی، n تعداد نواحی جزئی و کلی که در شعاع ۱۰ کیلومتری سایت مورد نظر قرار دارند، A_i مساحت ناحیه i در شعاع ۱۰ کیلومتری سایت، $A_{t,i}$ مساحت کل منطقه، P_i جمعیت منطقه و ED_{capita} سرانه تقاضای انرژی برای ناحیه مورد نظر است.



شکل ۱۰-۱: معیار امتیازدهی تقاضای انرژی الکتریکی

۷-۴-۱- زیرساخت‌های موجود

به دلیل هزینه‌های بالای ساخت خطوط انتقال برق و گاز طبیعی، از نظر اقتصادی ساخت تاسیسات ذخیره‌سازی هوای فشرده نزدیک به شبکه انتقال موجود، بسیار مطلوب است. توابع امتیازدهی زیرساخت‌های انتقال در مطالعات [۳۵-۳۴] مورد بحث واقع شده است. شکل ۱۱-۱ یک نمونه امتیازدهی برای نزدیکی به زیرساخت‌های انتقال برق و گاز طبیعی را نشان می‌دهد. توابع امتیازدهی خطی بوده و در مقیاس فاصله (کیلومتر) اندازه‌گیری می‌شود. با استفاده از این سیستم امتیازدهی، می‌توان نقشه‌های امتیازبندی خطوط انتقال برق و گاز طبیعی را تهیه نمود.



شکل ۱۱-۱: معیار امتیازبندی زیرساخت انتقال برق و گاز طبیعی

۱-۵- طراحی و انتخاب اجزاء در سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده

۱-۵-۱- طراحی ژئومکانیک غارهای نمکی

نظر به آنچه که در قسمت‌های قبلی گفته شد، طراحی ژئومکانیک در ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده از اهمیت شایانی برخوردار است.

طراحی ژئومکانیک ذخیره‌ساز هوای فشرده با انتخاب شکل هندسی غار در گام نخست شروع می‌شود. اولین انتخاب در این مورد، یک غار استوانه‌ای شکل است. در واقع استوانه ساده‌ترین هندسه برای قالب بسته غار می‌باشد. در صورتی که با توجه به شرایط ژئومکانیکی انتخاب شکل هندسی استوانه برای غار امکان‌پذیر نباشد و نیازهای پایه محقق نشود، هندسه غار به کره تغییر خواهد یافت. آخرین انتخاب ممکن در این قسمت غار افقی می‌باشد.

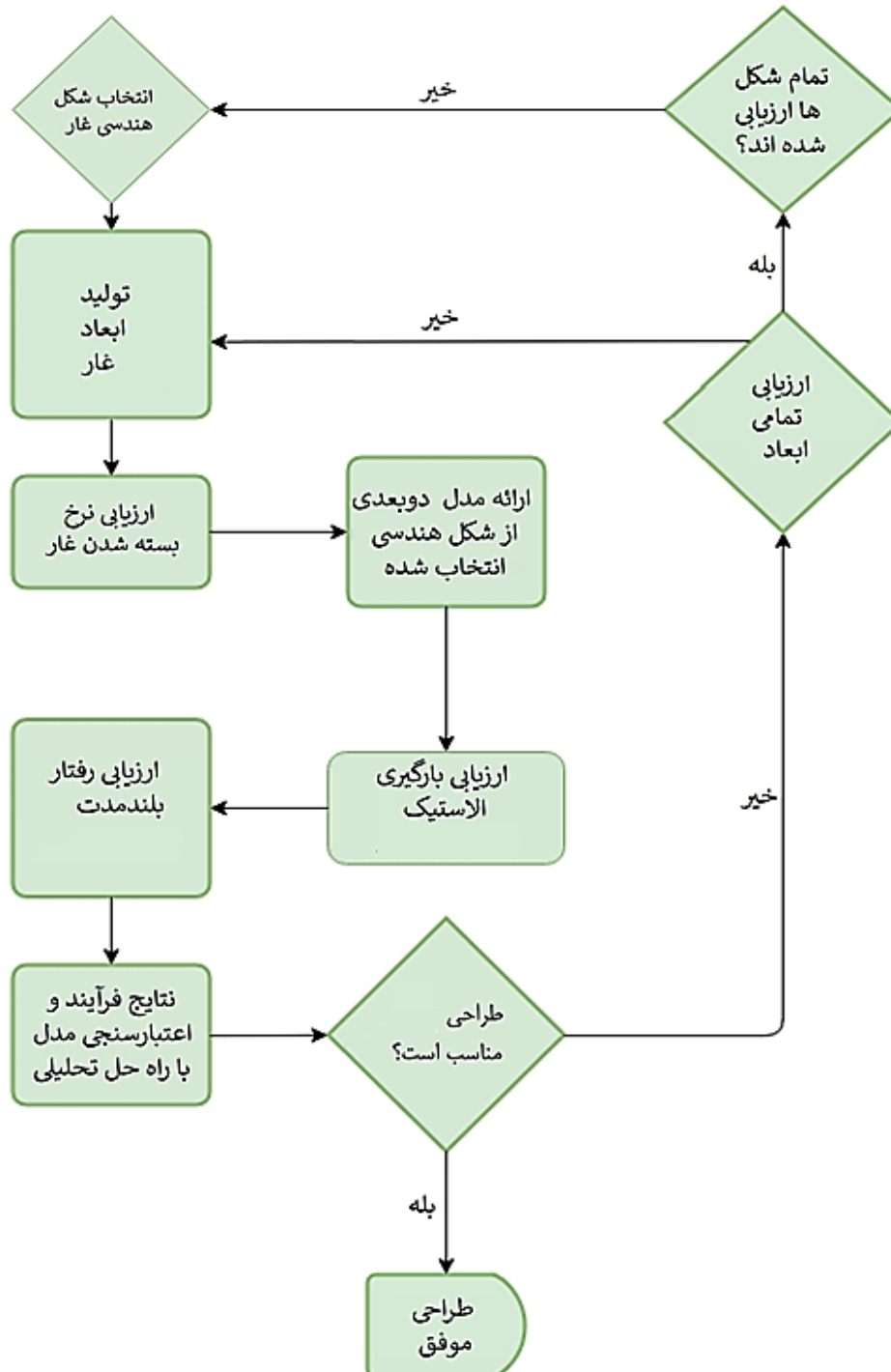
گام دوم انتخاب ابعاد غار با توجه به حجم مورد نیاز جهت ذخیره‌سازی هوای فشرده و فشار می‌باشد. در گام سوم نرخ بسته‌شدن غار ارزیابی می‌شود. طراحان باید اطمینان حاصل کنند که این نرخ مطلوب است و غار در بازه زمانی کوتاه مدت یا میان مدت بسته نخواهد شد. گام بعدی ارائه مدل دو بعدی از غار جهت ارزیابی بارگیری الاستیک آن می‌باشد. بعد از این مرحله نوبت به ارزیابی رفتار بلند مدت غار می‌رسد. در ادامه، نتایج حاصل از دو گام قبلی تجزیه و تحلیل شده و مدل با راه‌حل‌های تحلیلی صحت‌سنجی می‌شود.

از جمله موارد مورد نیاز تحلیلی می‌توان به ارزیابی تنش اشاره کرد. ارزیابی تنش در واقع بررسی این مساله است که غار در هنگام تخلیه، تنش کششی نداشته باشد تا بتوان با اطمینان از عدم کشش، حداقل فشار اصلی در اطراف غار را مورد ارزیابی قرارداد.

غار را می‌توان برای یک چرخه کامل بارگیری با در نظر گرفتن رفتار خزش مواد ارزیابی نمود. در این ارتباط بارگیری با فشار جو داخل غار آغاز می‌شود و تا ظرفیت کامل و سپس چرخه عملکردی آن ادامه می‌یابد. برای ارزیابی رفتار طولانی‌مدت، این چرخه تا ۲۰ دوره عملیاتی مورد ارزیابی قرار گرفته می‌شود.

در طراحی ژئومکانیک، غار، بار گرانشی حاصل از تنش جغرافیایی زمین را نیز تجربه می‌نماید. در این ارتباط یک بار جانبی معادل با تنش عمودی در لایه نمک به مدل تقریبی اعمال می‌شود. با در نظر گرفتن تمامی جوانب و نتایج حاصل مناسب بودن طراحی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. اگر طرح و مدل ارائه شده مناسب باشد کار طراحی به صورت موفقیت‌آمیز به پایان می‌رسد در غیر این صورت دوباره ابعاد غار و در صورت نیاز شکل غار ارزیابی شده و انتخاب‌های جدید جایگزین می‌شوند و این چرخه تا حصول یک طراحی موفق ادامه می‌یابد. باید اشاره نمود قبل از انتخاب شکل هندسی جدید، ابعاد غار می‌توانند تغییر یافته و در مقادیر جدید تنظیم شوند. این تغییرات می‌توانند در عمق، قطر و ارتفاع غار باشند.

خلاصه‌ای از آنچه که گفته شد تحت عنوان الگوریتم طراحی ژئومکانیک موفق در سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده در شکل ۱-۱۲ آورده شده است [۲۷].



شکل ۱-۱۲: الگوریتم طراحی ژئومکانیک در ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده

۱-۵-۲- انتخاب توربین انبساطی

انتخاب توربین انبساطی (ماشین انبساطی) در سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده نسبت به سایر اجزاء از اهمیت بیشتری برخوردار است. هزینه‌های مرتبط و ایجاد کارایی حداکثری در تولید برق از هوای فشرده بر اهمیت این انتخاب می‌افزاید. تاکنون مطالعات متنوعی در این زمینه انجام شده است. در این بین توجه به دو نکته الزامی است. اول آنکه مرزبندی مشخصی برای مقیاس سیستم‌های ذخیره‌سازی هوای فشرده (بزرگ، کوچک و میکرو) ارائه نشده است. دوم آنکه بازه‌های کارکردی ماشین‌های انبساطی با یکدیگر همپوشانی دارند و بنابر این برای مقیاس مشخصی از سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده ممکن است بیش از یک انتخاب در دسترس باشد. با در نظر گرفتن موارد صدرالذکر، راهنمای فنی انتخاب ماشین‌های انبساطی در جدول ۱-۲ آورده شده است [۳۲].

جدول ۱-۲: راهنمای انتخاب ماشین‌های انبساطی در سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده

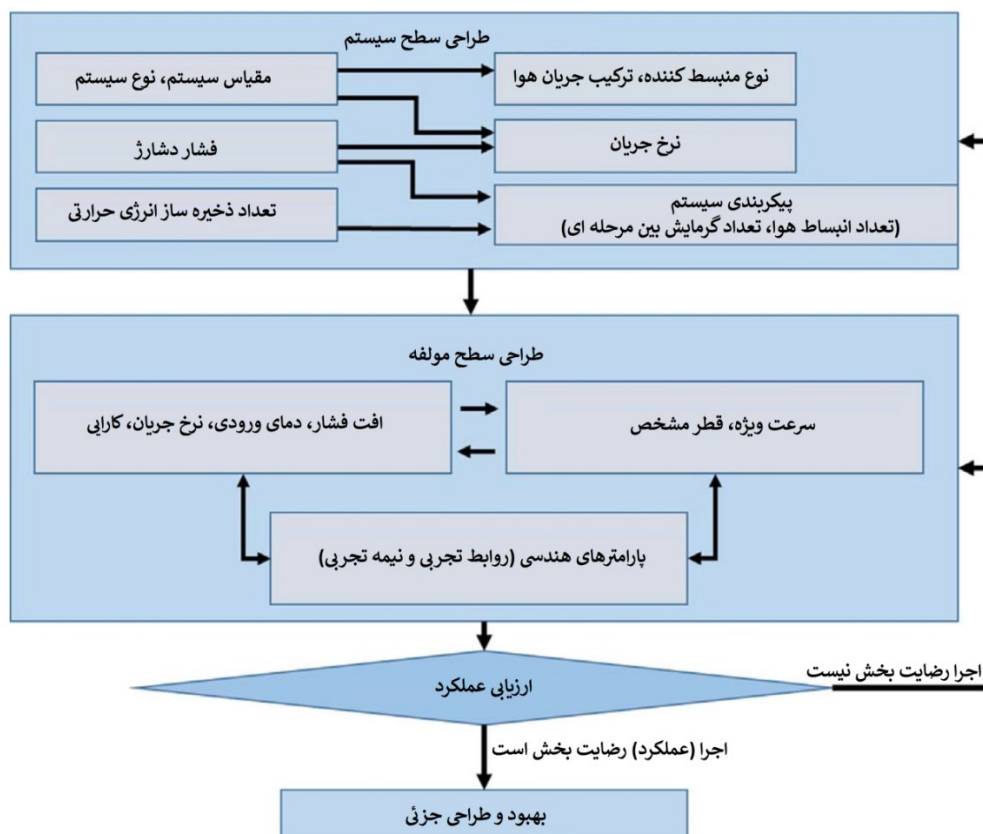
ردیف	نوع ماشین انبساطی	مقیاس پیشنهادی	شرایط عملیاتی توصیه شده	نوع سیستم پیشنهادی
۱	رفت و برگشتی	-	نسبت فشار بالا، سرعت چرخش کم	A-CAES و I-CAES
۲	چرخشی با تغییرات مکانی مثبت	حلزونی (Scroll)	نسبت فشار متوسط، سرعت چرخش کم	A-CAES و I-CAES
		پیچشی (Screw)	نسبت فشار متوسط، سرعت چرخش کم	A-CAES و I-CAES
۳	توربو ماشین	توربین شعاعی	سرعت چرخش بالا، نسبت فشار یک مرحله‌ای کم	A-CAES
		توربین محوری	سرعت چرخش بالا، نسبت فشار یک مرحله‌ای کم	D-CAES و I-CAES

۱-۵-۳- مراحل طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده

در شکل ۱-۱۳ گام‌های طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده نشان داده شده است. همان گونه که از شکل نیز پیداست ارزیابی عملکرد و بهبود طراحی با در نظر گرفتن جزئیات دو سطح از طراحی پایه در این الگوریتم حاصل می‌شود. این دو سطح شامل طراحی سیستم و طراحی مؤلفه‌ها می‌باشد.

در بخش طراحی سطحی سیستم، با در نظر گرفتن شاخص‌هایی نظیر مقیاس و نوع سیستم، فشار تخلیه، تعداد ذخیره‌سازهای حرارتی مورد نیاز و غیره می‌توان نوع و تعداد توربین‌های انبساطی، ترکیب جریان هوا و در حالت کلی معماری سیستم را مشخص نمود. همچنین نرخ جریان و پیکربندی سیستم در این مرحله با ارزیابی شاخص‌های موجود

حاصل می‌شود. پس از این مرحله، طراحی در سطح مؤلفه صورت می‌گیرد. در این بخش با در نظر گرفتن مؤلفه‌های نظیر افت فشار، دمای ورودی، نرخ جریان و کارایی سیستم و همچنین روابط تجربی و نیمه تجربی می‌توان پارامترهای جزئی‌تر همچون سرعت ویژه و قطر را مشخص نمود. بر همین اساس، با در نظر گرفتن شاخص‌های موجود در هر دو سطح، می‌توان عملکرد طرح را مورد ارزیابی قرار داد. در این حالت، در صورتی که عملکرد سیستم رضایت‌بخش نباشد، مجدداً مؤلفه‌های هر دو سطح مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرند و تنظیم می‌شوند تا در نهایت بهبود عملکرد سیستم و آنچه که مورد نیاز است حاصل شود. اگر عملکرد رضایت‌بخش باشد نوبت به طراحی تفصیلی می‌رسد. در طراحی پایه و تفصیلی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده و تحلیل‌های مورد نیاز آن از نرم‌افزارهای مختلفی استفاده می‌شود که در ادامه به آنها پرداخته خواهد شد.



شکل ۱-۱۳: مراحل مورد نیاز جهت طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده

۱-۶- مقایسه نرم‌افزارهای شبیه‌سازی با قابلیت مدل‌سازی ذخیره‌ساز انرژی الکتریکی (EES)

عناوین و قابلیت‌های نرم‌افزارهای مختلف که می‌توانند جهت شبیه‌سازی و مطالعه انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی مورد استفاده قرار گیرند در جدول ۱-۳ آورده شده است. در ادامه شرح مختصری از نرم‌افزارهای مذکور ارائه شده و قابلیت‌های آن مورد بررسی قرار می‌گیرد [۳۷-۳۸].

- Homer: نرم‌افزاری برای مدل‌سازی و بهینه‌سازی یک سیستم تأمین انرژی شامل منابع تولید توان (انرژی خورشیدی، انرژی باد، انرژی آب و امواج، زیست توده)، ذخیره‌سازهای انرژی (انواع باتری، الکترولیزر و ریفرمر و تانک هیدروژنی، چرخ طیار)، سیستم‌های کنترلی و انواع بارها (بار الکتریکی و حرارتی) می‌باشد.

- Energy Plus: یک نرم‌افزار شبیه‌سازی است که به منظور مدل‌سازی مصرف انرژی در ساختمان‌ها با در نظر گرفتن تمامی تجهیزات گرمایشی، سرمایشی و سیستم‌های مختلف تهویه مطبوع توسعه داده شده است. این نرم‌افزار دارای موتور شبیه‌سازی بوده و با داشتن رابط‌های گرافیکی مطلوب در مدل‌سازی به عنوان نرم‌افزاری مناسب شناخته می‌شود.

- Power World: یک نرم‌افزار شبیه‌ساز سیستم‌های قدرت است که کاربرپسند و بسیار تعاملی^۲ می‌باشد. در هسته آن یک موتور جامع و قدرتمند جهت حل مسائل پخش بار وجود دارد که قادر به حل کارآمد سیستم‌هایی با در نظر گرفتن حداکثر ۲۵۰ هزار باس می‌باشد.

- Energy 2020: یک مدل انرژی یکپارچه است که جزئیات تقاضای انرژی، تأمین انرژی، انتشار آلاینده‌ها و غیره را در بر می‌گیرد. این مدل اغلب در بازخورد پویا یا حالت رفت و برگشتی با مدل‌های اقتصاد کلان مورد استفاده قرار می‌گیرد.

- Thermolib: بهره‌گیری از توابع سیمولینک MATLAB در این نرم‌افزار امکان مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم‌های ترمودینامیکی را برای کاربران فراهم ساخته است. Thermolib این امکان را به مهندسان و محققان می‌دهد تا سیستم‌های ترمودینامیکی را به روشی مازولار طراحی و بهینه کنند. از این نرم‌افزار می‌توان در حوزه‌های مرتبط با انرژی نظیر تولید برق، گرمایش و تهویه مطبوع، صنایع فرآوری، برنامه‌های کاربردی خودرو و حتی هوافضا نیز استفاده نمود.

- Aspen Plus: پیشروترین شبیه‌ساز تجاری فرآیندهای شیمیایی است که آن را به اختصار، AP نیز می‌شناسند. AP نرم‌افزاری است که به کاربر امکان می‌دهد یک مدل فرآیندی بسازد و سپس با استفاده از روابط و محاسبات پیچیده آن را تحلیل نماید.

^۱ Electrical Energy Storage (EES)

^۲ Highly Interactive

- ProTRAX: نرم‌افزار پیشرفته ProTRAX، یک سیستم شبیه‌سازی پویا و ماژولار است که برای استفاده در رایانه‌های استاندارد طراحی شده است. با استفاده از ماژول اختصاصی مدل‌سازی و شبیه‌سازی در این نرم‌افزار می‌توان به طراحی نیروگاه‌های برق پرداخت.

همان‌طور که از جدول ۱-۳ مشخص است نرم‌افزار Thermolib در مقایسه با سایر مدل‌ها و نرم‌افزارها از قابلیت‌های بیشتری جهت مدل‌سازی و تحلیل سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده برخوردار است. در این بین با توجه به نیاز کاربر لازم است در برخی موارد نیاز به کدنویسی باشد. در سال‌های آتی و با توجه به توسعه سیستم‌ها، احتمالاً قابلیت‌های بیشتری (همچون شبیه‌سازی زمان واقعی و کنترل دینامیکی) به این نرم‌افزار افزوده خواهد شد. ضمن آنکه امکان مدل‌سازی انواع سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی در سایر نرم‌افزارها (همچون Aspen Plus) فراهم خواهد شد. با توجه به اینکه تاکنون سیستم‌های هوای فشرده دیاباتیکی و سیستم‌های هوای فشرده آدیاباتیکی با در نظر گرفتن ذخیره‌ساز حرارتی به صورت تجاری ساخته شده و مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در ادامه به نحوه مدل‌سازی و طراحی سیستم‌های ذکر شده پرداخته می‌شود.

جدول ۱-۳: مقایسه نرم‌افزارهای مختلف جهت مدل‌سازی و مطالعه سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی

نرم‌افزار							قابلیت‌ها و توابع موجود
ProTRAX	Aspen Plus	Thermolib	Energy 2020	Power World	Energy Plus	Homer	
مطالعات فنی	هر دو	مطالعات فنی	متمرکز بر اقتصادی	هر دو	هر دو	هر دو	مطالعات اقتصادی یا فنی
NA	NA	CAES, TES	تلمبه ذخیره‌ای، پیل سوختی	باتری	TES	چرخ طیار، باتری، ذخیره‌ساز هیدروژنی	انواع فناوری‌های EES
NA	NA	NA	بله	خیر	خیر	بله	بازدهی رفت و برگشتی
چند مقیاس	چند مقیاس	چند مقیاس	چند مقیاس	چند مقیاس	مقیاس کوچک یا متوسط	مقیاس کوچک	مقیاس توان یا انرژی
پایداری	هر دو	پایداری	هر دو	هر دو	پایداری	پایداری	تحلیل حالت پایداری یا دینامیکی
بله	بله	خیر	خیر	خیر	خیر	خیر	شبیه‌سازی زمان واقعی
بله	بله	خیر	خیر	بالقوه	خیر	خیر	کنترل دینامیکی
بله	بله	بله	خیر	بالقوه	خیر	خیر	توابع تعریف‌شده توسط کاربر
فورترن	فورترن	MatLab یا سیمولینک	خیر	خیر	خیر	خیر	شبیه‌سازی مشترک یا قابلیت اتصال به نرم‌افزارهای دیگر

۷-۱- مدل‌سازی سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده دیاباتیکی

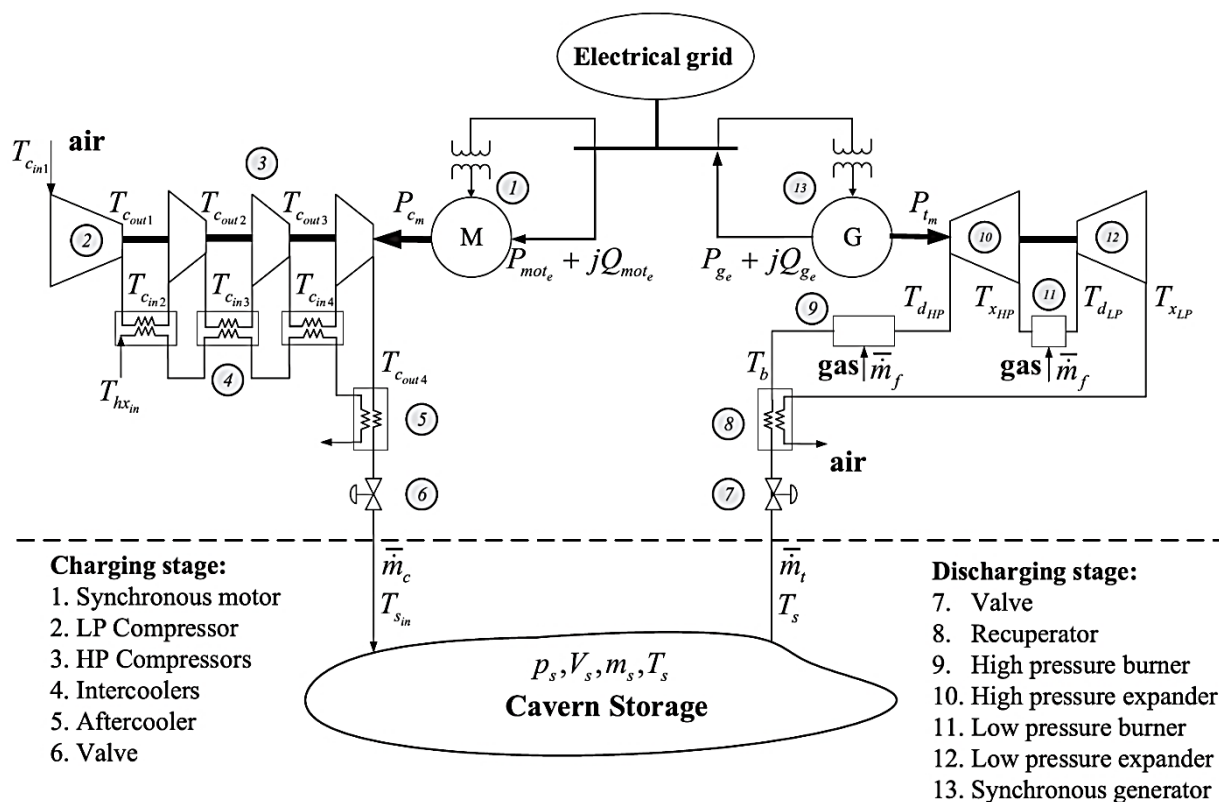
در این بخش، یک مدل جامع از یک سیستم CAES دیاباتیکی جهت مطالعات سیستم‌های قدرت با در نظر گرفتن دو ماشین مستقل سنکرون (موتور و ژنراتور) ارائه می‌شود [۳۸]. شماتیک سیستم مورد نظر که تمامی اجزای آن را نیز در بر می‌گیرد در شکل ۱-۱۴ آورده شده است. مدل جامع شامل دو مدل دقیق و یک مدل ساده شده است که مدل ساده شده اجرای شبیه‌سازی دینامیکی را در سیستم‌های قدرت تسهیل می‌نماید. ذکر این نکته لازم است که صحت و دقت نتایج مطالعه با استفاده از مدل ساده شده در مقایسه با دو مدل دقیق و آنچه که در حالت عملیاتی رخ می‌دهد تفاوتی نداشته و این مدل‌سازی صرفاً به تسهیل روند مطالعات پیش‌رو کمک می‌کند. بیشتر متغیرهای تعریف شده در این بخش به صورت پریونیت (Per Unit) یا واحدی تعریف شده‌اند. بنابراین، در صورت نیاز به مقادیر واقعی، می‌بایست مقادیر هر واحد در مبانی مربوطه ضرب شود. در جدول ۱-۴ علامت‌های اختصاری استفاده شده در مدل‌سازی فراهم شده است.

جدول ۱-۴: علائم اختصاری استفاده شده در مدل‌سازی سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده دیاباتیکی

عنوان	علامت اختصاری	عنوان	علامت اختصاری
کمپرسور	c	ورودی به محفظه احتراق فشار بالا	b
الکتریکی	e	ورودی به منبسط کننده	d
فشار بالا	HP	ژنراتور	g
ایزنتروپیک	i	مبدل حرارتی	hx
علامت مراحل فشرده‌سازی	j	ورودی	in
فشار پایین	LP	علامت مراحل انبساط $k = \{LP, HP\}$	k
ماکزیمم	max	مکانیکی	m
مقدار نامی	O	موتور	mot
ریکوپراتور	r	خروجی	Out
ذخیره‌سازی (غار)	s	مرجع یا مقدار اولیه	ref
اگزوز (Exhaust)	x	توربین	t
کارایی (اثربخشی)	ϵ	باد	w
نسبت ظرفیت حرارتی C_p/C_v	γ	کارایی (بازده) [P.U]	η
ثابت زمانی (s)	τ	نسبت فشار	π
ثابت زمانی ترموکوپل (s)	τ_4	ثابت زمانی عایق تابش (s)	τ_3
ثابت زمانی حجمی کمپرسور (s)	τ_{CD}	ثابت زمانی سوپاپ هوا (s)	τ_{AV}

عنوان	علامت اختصاری	عنوان	علامت اختصاری
ثابت زمانی مبدل توان کمپرسور (s)	τ_{CP}	ثابت زمانی سیستم IGV (s)	τ_{IGV}
ثابت زمانی مبدل توان توربین (s)	τ_{TP}	ثابت زمانی افت گذرای کمپرسور (s)	τ_{Dr}
ثابت زمانی مستقرکننده سوپاپ سوخت (s)	τ_s	ثابت زمانی ریکوپراتور (s)	τ_R
تاخیر دشارژ توربین (s)	τ_{TD}	ثابت زمانی سیستم سوخت (s)	τ_{sF}
ضریب نقشه کمپرسور	a_1	ثابت توان مرحله کمپرسور (P.U./K)	Φ
ثابت جبران‌ساز سوخت بدون بار (P.U.)	c_1	ضریب نقشه کمپرسور	a_2
ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (kJ/Kg.K)	c_p	ثابت جبران‌ساز سوخت بدون بار (P.U.)	c_2
ضریب میرایی توان (P.U.)	D	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت (kJ/Kg.K)	c_v
محدودیت کنترل سوخت (P.U.)	F	محدودیت تیغه‌های خنک کننده جریان ورودی (P.U.)	l
ثابت اینرسی (s)	H	محدودیت سوپاپ هوا (P.U.)	g
بهره عایق تابشی	K_5	بهره عایق تابشی	K_4
بهره مشتق‌گیر گاورنر کمپرسور	K_{cd}	بهره AGC	K_{AGC}
بهره نسبی گاورنر کمپرسور	K_{Cp}	بهره انتگرال‌گیر گاورنر کمپرسور	K_{Ci}
بهره انتگرال‌گیر گاورنر توربین	K_{ti}	افت گذرای کمپرسور (P.U.)	K_{droop}
بهره انتگرال‌گیر کنترلر دما	K_{Ti}	بهره نسبی گاورنر توربین	K_{tp}
فرکانس تمایز فیلتر (rad/s)	N	بهره نسبی کنترلر دما	K_{TP}
ثابت گاز (J/kg.K)	R	مشخصه تنظیم (P.U.)	R
دمای غار (K)	T_s	دمای ورودی سمت سرد خنک کننده	T_{hxin}
حجم غار (m^3)	V_s	محدودیت توان خروجی توربین	u
بهره دمای مرحله کمپرسور	Γ	سرعت باد (m/s)	v_w
دبی جرمی سوخت (kg/s)	$\dot{m}_f$	نرخ جرم جریان هوا (kg/s)	$\dot{m}$
توان اکتیو (MW)	P	جرم (kg)	m
توان راکتیو (MVar)	Q	فشار (bar)	p
نرخ انتقال حرارت (W)	$\dot{q}$	انتقال حرارت (J)	q
آنتالپی ویژه (J/kg)	h	آنتالپی (J)	H
دمای اندازه‌گیری شده (K)	$\hat{T}$	دما (K)	T
کار (J)	W	متغیر حالت دینامیکی (P.U.)	v
تغییر	Δ	سرعت روتور (rad/s)	W_r

عنوان	علامت اختصاری	عنوان	علامت اختصاری
پریونیت	—	نرخ تغییرات	.



شکل ۱-۱۴: پیکربندی سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده دو ماشین [۳۸]

مفروضات کلی ذیل در مدل‌سازی مورد استفاده قرار گرفته‌اند.

- نسبت گاز به هوا در توربین انبساطی بسیار کم است.
- هوا به صورت یک گاز ایده‌آل رفتار می‌کند.
- فرآیندها از نوع جریان پایا هستند.
- تغییرات پتانسیل و انرژی جنبشی در فرآیندها ناچیز است.

مدل دقیق در دو زیر بخش ۱-۷-۱ و ۲-۷-۱ و مدل ساده شده نسبت به مدل دقیق در زیر بخش ۱-۷-۳- شرح

داده خواهد شد. مدل غار برای هر دو مدل قابل استفاده خواهد بود که در بخش ۱-۷-۴- به آن پرداخته می‌شود.

۱-۷-۱- حالت دشارژ (تخلیه)^۱

اجزای درگیر در حالت دشارژ، ریکوپراتور (بازیاب حرارتی)، محفظه‌های احتراق، توربین‌های انبساطی و ژنراتور سنکرون می‌باشند که در ادامه به بررسی معادلات حاکم بر آنها پرداخته می‌شود.

۱-۱-۷-۱- ریکوپراتور

ریکوپراتور به صورت یک مبدل حرارتی جریان مدل می‌شود. بخش گرم آن توسط گازهای خروجی در دمای توربین فشار پایین T_{xLP} تغذیه می‌شود، در حالی که هوای خارج شده از غار با دمای T_s وارد سمت سرد می‌شود و در خروجی آن به دمای T_b می‌رسد. با توجه به اینکه دمای خروجی ریکوپراتور مشخص نیست، فرآیند تبادل حرارت را می‌توان با در نظر گرفتن پارامتر اثربخشی ϵ_r توصیف نمود که به صورت نسبت نرخ انتقال حرارت بازسازی شده واقعی به حداکثر سرعت انتقال حرارت ممکن تعریف می‌شود (رابطه (۴-۱)).

$$\epsilon_r = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{h_b - h_s}{h_{xLP} - h_s} \quad ۴-۱$$

در حالت دشارژ، حداکثر نسبت تبادل نرخ حرارت ممکن بین ورودی بخش گرم و ورودی بخش سرد ریکوپراتور وجود دارد. فرض بر این است که جریان هوای توربین، هم‌زمان از دو طرف مبدل حرارتی عبور می‌کند، یعنی جریان ورودی در دو بخش گرم و سرد یکسان است.

انتقال گرما یک فرآیند پویا با قابلیت تقریب به صورت یک سیستم مرتبه اول است و در نتیجه T_b نمی‌تواند بلافاصله تغییر کند. بنابر این دمای ورودی هوا به محفظه احتراق فشار بالا، $\bar{T}_b$ را می‌توان با رابطه (۵-۱) محاسبه نمود.

$$\bar{T}_b = \frac{T_s}{T_{b0}} + v_r \quad ۵-۱$$

$$\dot{v}_r = \frac{1}{T_r} \left[\epsilon_r \left(\frac{\bar{T}_{xLP} T_{xLP0} - T_s}{T_{b0}} \right) - v_r \right] \quad ۶-۱$$

که در روابط فوق، v_r پارامتر پویایی گرما است که توسط ریکوپراتور اضافه شده است. T_{b0} را نیز می‌توان با حل روابط (۵-۱) و (۶-۱) برای شرایط پایدار و $\bar{T}_b = 1$ و $\bar{T}_{xLP} = 1$ تعیین نمود.

^۱ Discharging Mode

۷-۱-۲- محفظه‌های احتراق یا مشعل‌ها

احتراق در مشعل‌ها توسط ترکیب سوخت (گاز) و هوا تولید می‌شود. با افزایش مقدار سوخت تزریق شده به مشعل‌ها، دمای ورودی به توربین‌های انبساطی مربوطه $T_{d_{HP}}$ و $T_{d_{LP}}$ در مشعل‌های فشار بالا و فشار پایین افزایش می‌یابد (دبی جرمی سوخت یا $\dot{m}_f$) و در نقطه مقابل با کاهش آن خنک می‌شود [۴۰]. فرض بر این است که جریان سوخت در دو مشعل توسط یک کنترلر، کنترل می‌شود.

از تعادل انرژی در محفظه احتراق و با فرض افزودن حرارت در فشار ثابت^۱، دمای ورودی پریونیت توربین‌های انبساطی فشار بالا و فشار پایین (برحسب مقدار اسمی آنها) را می‌توان از روابط (۷-۱) و (۸-۱) به دست آورد.

$$\bar{T}_{d_{HP}} = \bar{T}_b \left(\frac{T_{b0}}{T_{d_{HP0}}} \right) + \frac{T_{d_{HP0}} - T_{b0}}{T_{d_{HP0}}} \left(\frac{\bar{\dot{m}}_f}{\bar{\dot{m}}_t} \right) \quad ۷-۱$$

$$\bar{T}_{d_{LP}} = \bar{T}_{x_{HP}} \left(\frac{T_{x_{HP0}}}{T_{d_{LP0}}} \right) + \frac{T_{d_{LP0}} - T_{x_{HP0}}}{T_{d_{LP0}}} \left(\frac{\bar{\dot{m}}_f}{\bar{\dot{m}}_t} \right) \quad ۸-۱$$

T_b دمای ورودی هوا در مشعل فشار بالا است. در این بین دمای ورودی در مشعل فشار پایین با دمای اگزوز توربین فشار بالا ($T_{x_{HP}}$) برابر است.

۷-۱-۳- توربین انبساطی

برای انبساط هوای ایزنتروپیک (بدون تغییر آنترپی) در هر مرحله، دمای اگزوز ایزنتروپیک مربوطه $T_{x_{ik}}$ تابعی از نسبت فشار توربین مرحله (π_{tk}) و دمای ورودی به صورت زیر می‌باشد.

$$\frac{T_{x_{ik}}}{T_{d_k}} = \pi_{tk}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad ۹-۱$$

در رابطه (۹-۱)، $\gamma = C_p/C_v$ معادل با نسبت ظرفیت حرارتی و $k = \{LP, HP\}$ می‌باشد.

توربین واقعی از ایده‌آل‌سازی ایزنتروپیک عدول می‌کند (منحرف می‌شود). این انحراف با در نظر گرفتن بهره‌وری ایزنتروپیک (η_{tk}) مطابق با رابطه (۱۰-۱) قابل لحاظ کردن خواهد بود.

$$\eta_{tk} \cong \frac{h_{d_k} - h_{x_k}}{h_{d_k} - h_{x_{tk}}} \quad ۱۰-۱$$

^۱ Isobaric

از روابط (۹-۱) و (۱۰-۱) و با این فرض که نسبت فشار واقعی یک توربین تقریباً برابر با مقدار اسمی آن ضربدر دبی هوا برحسب p.u می‌باشد، دمای اگزوز توربین‌های انبساطی فشار بالا و فشار پایین برحسب p.u از رابطه (۱۱-۱) قابل محاسبه خواهد بود.

$$\bar{T}_{xk} = \frac{T_{dk0} \bar{T}_{dk}}{T_{xk0}} \left(1 - \left[1 - \frac{1}{(\pi_{tk0} \bar{m}_t)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] \eta_{tk} \right) \quad ۱۱-۱$$

در شرایط جریان پایا، نرخ تغییر انرژی داخلی توربین صفر است. از این رو کل توان مکانیکی تحویل شده به محور^۱ ژنراتور را می‌توان به صورت مجموع اختلاف میزان تغییر آنتالپی ورودی و خروجی هر مرحله انبساط، با رابطه (۱۲-۱) محاسبه نمود.

$$P_{tm} = \sum P_{tmk} = \sum_k (\dot{H}_{dk} - \dot{H}_{xk}) \quad ۱۲-۱$$

اگر آنتالپی به صورت آنتالپی خاص برابر جرم بیان شود، آنگاه توان مکانیکی توربین تابعی از میزان تغییر جرم و اختلاف دما ورودی و خروجی توربین می‌شود. از این رو، با فرض تلفات اصطکاک نشان داده شده توسط بازده مکانیکی η_{tkm} توان مکانیکی خروجی هر مرحله از انبساط برحسب p.u از توان کل اسمی توربین را می‌توان به صورت تقریبی با استفاده از رابطه زیر محاسبه نمود (رابطه (۱۳-۱)).

$$\bar{P}_{tmk} = \left(\frac{\eta_{tkm} C_p \dot{m}_{t0}}{10^3 P_{tm0}} \right) \bar{m}_t (T_{dk0} \bar{T}_{dk} - T_{xk0} \bar{T}_{xk}) \quad ۱۳-۱$$

که در رابطه فوق T_{dk0} و P_{tm0} پارامترهای توربین بوده و T_{xk0} از رابطه (۱۱-۱) برای $\bar{m}_t = 1$ و $\bar{T}_{xk} = 1$ ، $\bar{T}_{dk} = 1$ که در رابطه فوق $\dot{m}_{t0}$ نیز با در نظر گرفتن $P_{tm} = P_{tm0}$ از روابط (۱۲-۱) و (۱۳-۱) محاسبه می‌شود.

۴-۱-۷-۱- ژنراتور سنکرون

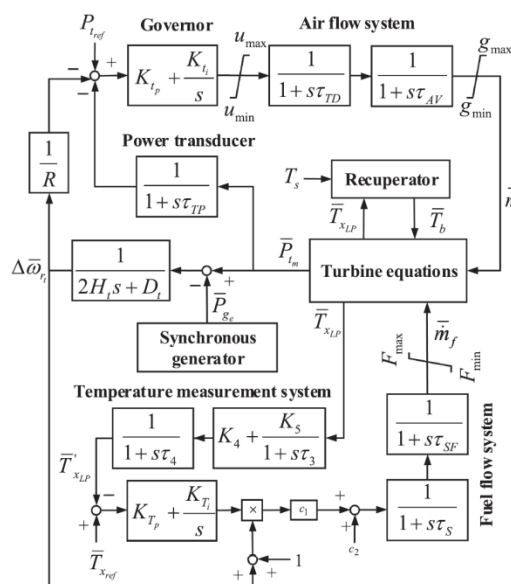
مدل ژنراتور سنکرون تعریف و عملکرد مشخصی دارد. یکی از متداول‌ترین مدل‌های مورد استفاده در مطالعات دینامیکی، مدل فرعی کلاسیک است که به تفصیل در مرجع [۴۱] شرح داده شده است.

۵-۱-۷-۱- سیستم کنترلی

سیستم کنترل پیشنهادی برای مرحله انبساط در شکل ۱-۱۵ نشان داده شده است و بر اساس مدل‌های ارائه شده برای توربین‌های گازی متداول است [۴۱-۴۲]. این کنترل، یک کنترل‌کننده سرعت (گاورنر) و یک کنترل‌کننده دمای

^۱ Shaft

خروجی کم فشار را در نظر می‌گیرد. گاورنر از سیگنال انحراف سرعت $\Delta\bar{\omega}_r$ ، در یک حلقه بازخورد منفی استفاده می‌کند تا توان $\bar{P}_{tref}$ (به صورت دستی یا توسط یک سیگنال کنترل اتوماتیک خارجی تنظیم می‌شود) را با توجه به بهره تناسبی $1/R$ تنظیم نماید.



شکل ۱-۱۵: سیستم کنترلی برای مرحله توسعه ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده

توان مرجع اصلاح شده با استفاده از یک ترانسدیوسر با توان خروجی مکانیکی اندازه‌گیری شده مقایسه می‌شود و خطا از طریق یک کنترل‌کننده PI (گاورنر) منتقل می‌شود. خروجی گاورنر ورودی سیستم جریان هوا خواهد بود. سیستم مذکور توسط دو تابع انتقال مرتبه اول مدل‌سازی می‌شود که در این توابع انتقال، ثابت‌های زمانی τ_{TD} و τ_{AV} به ترتیب نشان‌دهنده تاخیر تخلیه توربین و محدودیت‌های مرتبط با باز کردن دریچه هوا می‌باشند [۴۳].

شاخه کنترل سوخت، سیگنال اندازه‌گیری شده فشار پایین دمای خروجی $\bar{T}_{xLP}$ را با دمای مرجع $\bar{T}_{xref}$ مقایسه می‌کند و خطا توسط جبران‌کننده دیگر PI پردازش می‌شود. سیستم اندازه‌گیری دما شامل یک ترموکوپل و یک عایق تابشی است. سیگنال خروجی کنترل‌کننده PI قبل از ارسال به سیستم سوخت در سرعت روتور برحسب پیرونیته ضرب می‌شود. سپس این سیگنال در بهره c_1 ضرب شده و به ثابت c_2 اضافه می‌شود که نشان‌دهنده مصرف سوخت بدون بار برحسب پیرونیته می‌باشد. c_1 آفست ایجاد شده توسط c_2 را جبران می‌کند و $c_1 + c_2 = 1$ می‌باشد.

دو تاخیر در ارتباط با سیستم سوخت وجود دارد که یکی مربوط به سیستم موقعیت دریچه است که میزان سوخت تزریق شده را کنترل می‌کند و دیگری برای سیستم لوله‌های پایین‌رونده و انشعاب توزیع گاز. هر دو تاخیر به صورت توابع انتقال درجه اول متصل شده به صورت سری مدل می‌شوند در حالی که سوخت سیستم گاز می‌باشد. خروجی سیستم جریان سوخت $\bar{m}_f$ می‌باشد و نرخ‌های جریان $\bar{m}_t$ و $\bar{T}_b$ ورودی‌ها به محفظه احتراق و توربین‌های انبساطی

هستند که با استفاده از روابط مذکور مدل‌سازی می‌شوند. کنترل ولتاژ در این سیستم برعهده سیستم تحریک ژنراتور سنکرون است [۴۳-۴۴].

۱-۷-۲- حالت شارژ

اجزائی که در حالت عملیاتی درگیر شارژ هستند شامل کمپرسور، خنک‌کننده‌های میانی، خنک‌کننده‌های نهایی^۱ و موتور سنکرون می‌باشند. مدل ارائه شده بعدی امکان تنظیم فرکانس توسط کمپرسور را فراهم می‌کند. کمپرسور فشار بالا به صورت یک سیستم فشرده‌سازی چند مرحله‌ای با یک خنک‌کننده میانی، بین هر مرحله مدل‌سازی می‌شود. این در حالی است که فشرده‌سازی به صورت کم فشار در یک مرحله انجام می‌شود. همچنین میان کمپرسورهای فشار پایین و فشار بالا نیز از یک خنک‌کننده میانی استفاده می‌شود. از شاخص z برای شناسایی مراحل مختلف فشرده‌سازی به صورت زیر استفاده می‌شود:

1 = z برای مرحله فشار پایین؛

2 = z برای مرحله اول فشار بالا؛

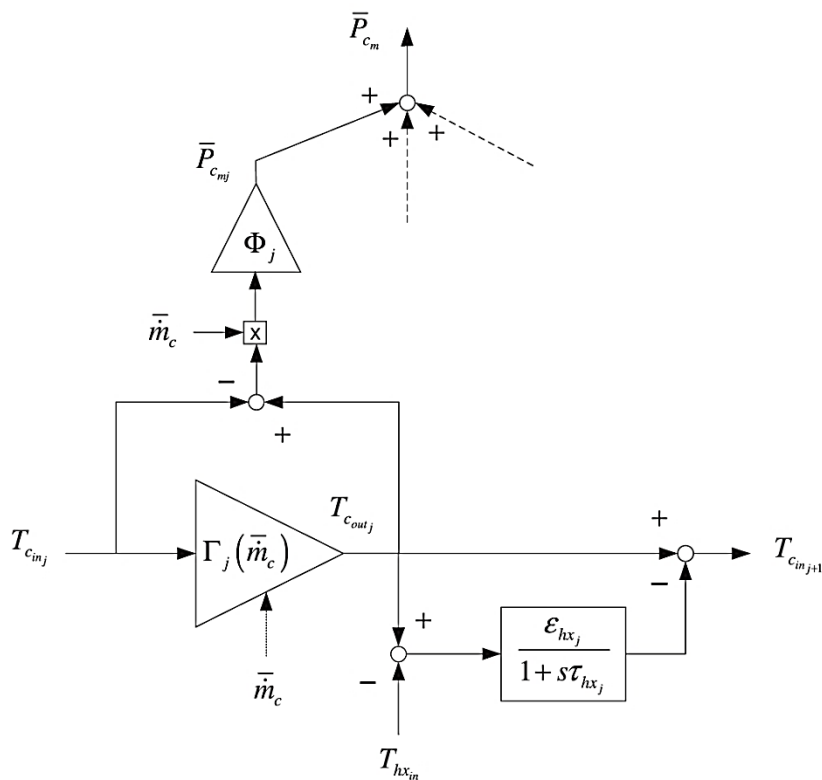
3 = z برای مرحله دوم فشار بالا؛

و 4 = z برای مرحله سوم فشار بالا.

۱-۷-۲-۱- کمپرسور به علاوه مبدل حرارتی

مشابه آنچه که در بخش توربین گفته شد، مرحله فشرده‌سازی می‌تواند با افزایش دما $\Gamma_j(\bar{m}_c)$ به اضافه مبدل حرارتی همانگونه که در شکل ۱-۱۶ نشان داده شده است مدل‌سازی شود.

^۱ Aftercoolers



شکل ۱-۱۶: مدل یک مرحله فشرده‌سازی با در نظر گرفتن مبدل حرارتی در خروجی

$$\Gamma_j(\bar{m}_c) = 1 + \frac{[\pi_{cj}(\bar{m}_c)]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{c_{ij}}} \quad ۱۴-۱$$

$$\phi_j = \frac{c_p \bar{m}_{c0}}{10^3 \eta_{c_{mj}} P_{c_{m0}}} \quad ۱۵-۱$$

مطابق با نقشه کمپرسورها، نسبت فشار هر مرحله فشرده‌سازی π_{cj} یک تابع از جریان هوا است. در اینجا نقشه کمپرسور با استفاده از معادله ellipse مدل‌سازی شده است. بنابر این نسبت فشار در هر مرحله از فشرده‌سازی با استفاده از روابط ذیل قابل محاسبه خواهد بود.

$$\pi_{cj}(\bar{m}_c) = a_{1j} \sqrt{1 - \frac{\bar{m}_c}{a_{2j}}} \quad ۱۶-۱$$

$$\pi_{cj}(\bar{m}_{c0}) = \pi_{c_{j0}} \quad ۱۷-۱$$

$$\pi_{cj}(0.5\bar{m}_{c0}) = 1.12\pi_{cj0} \quad ۱۸-۱$$

روابط (۱۷-۱) و (۱۸-۱) نشانگر دو نقطه کار در نقشه کمپرسور هستند و برای یافتن پارامترهای a_{1j} و a_{2j} استفاده می‌شوند. در شکل ۱-۱۶، $\bar{P}_{cmj}$ توان مکانیکی مصرف شده توسط کمپرسور در مرحله j برحسب p.u از کل توان اسمی کمپرسور است و $\bar{P}_{cm}$ مجموع توان مکانیکی مصرف شده توسط کمپرسور برحسب p.u است. T_{cinj} و T_{coutj} به ترتیب دمای ورودی و خروجی یک مرحله فشرده‌سازی می‌باشند. مبدل‌های حرارتی مراحل $j=1,2,3$ نشان دهنده خنک‌کننده‌های میانی هستند و با اثربخشی ϵ_{hxj} و ثابت زمانی τ_{hxj} مدل می‌شوند. دمای ورودی در قسمت سرد تمام مبدل‌های حرارتی T_{hxin} یکسان است و با فرض اینکه نرخ ظرفیت گرمایی سیال خنک‌کننده (آب) بسیار بیشتر از نرخ ظرفیت گرمایی جریان هوای کمپرسور است، ثابت می‌ماند. خنک‌کننده نهایی مربوط به مبدل حرارتی مرحله $j=4$ می‌باشد.

۱-۷-۲-۲- موتور سنکرون

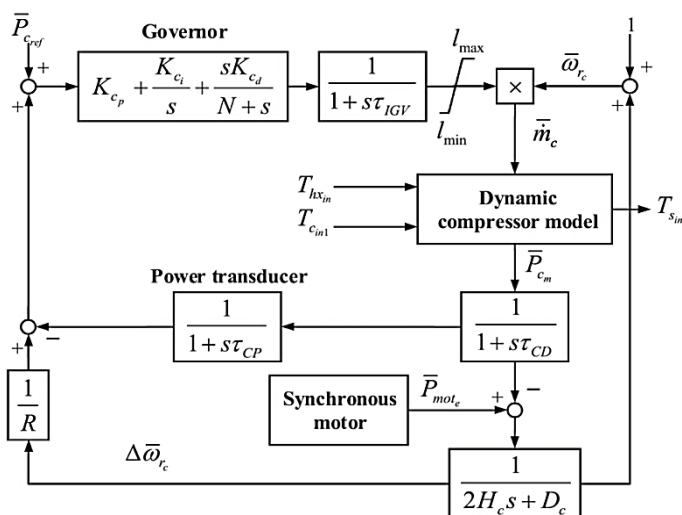
مدل موتور سنکرون همان مدل زیرگذرای ژنراتور سنکرون است که بار مکانیکی (کمپرسور) را به حرکت در می‌آورد.

۱-۷-۲-۳- سیستم کنترلی

همان‌طور که در شکل ۱-۱۷ نشان داده شده است، توان مکانیکی مورد نیاز کمپرسور به دبی هوا بستگی دارد و با حرکت تیغه‌های خنک‌کننده جریان ورودی متغیر، کنترل می‌شود. بازخورد انحراف سرعت روتور، همان‌طور که در مورد ژنراتور نیز مطرح است، توان مرجع $\bar{P}_{ref}$ را تغییر می‌دهد. با این حال، علامت این فیدبک در حلقه گاورنر مثبت است زیرا کمپرسور باید هنگام کاهش فرکانس، مصرف برق خود را کاهش دهد و با افزایش فرکانس، عکس این عمل را انجام دهد. خطای میان توان اندازه‌گیری شده و توان مرجع اصلاح شده از گاورنر PID گذرانده می‌شود و سیگنال به تیغه‌های خنک‌کننده جریان ورودی ارسال می‌شود. توجه به این نکته لازم است که عملکرد تابعی خطی از $\bar{m}_c$ فرض شده است [۳۹-۴۴].

دینامیک جریان هوا به دلیل تجمع جریان انبوه در هر مرحله فشرده‌سازی بسیار سریع است. از این‌رو، اثر ترکیبی آنها توسط یک تابع انتقال واحد با ثابت زمان τ_{CD} مدل می‌شود. خروجی این مجموعه از توابع انتقال برای به دست آوردن $\bar{m}_c$ در سرعت روتور ضرب می‌شود، زیرا جریان واقعی هوا به سرعت چرخش کمپرسور بستگی دارد. برخلاف توربین، دمای تخلیه کمپرسور کنترل نمی‌شود. L_{min} و L_{max} محدودیت‌های جریان هوا برای جلوگیری از کارکرد کمپرسور در شرایط مخالف و یا انسداد می‌باشند (معمولاً ۶۰ تا ۱۰۰ درصد جریان اسمی هوا). در نهایت همان‌طور که در

شکل ۱۶-۱ قابل مشاهده است از $\bar{m}_c$ به عنوان ورودی مراحل کمپرسور استفاده می‌شود. همچنین باید اشاره نمود، کنترل ولتاژ از طریق مدل مشابه ژنراتور انجام می‌شود [۴۴]



شکل ۱۷-۱: سیستم کنترل برای مرحله فشرده‌سازی سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده

۱-۷-۳- مدل ساده شده سیستم هوای فشرده دیاباتیکی

۱-۷-۳-۱- انبساط^۱

از آنجا که در مطالعات توربین‌های گازی، ساده‌سازی بر اساس مدل مکانیکی توربین انجام می‌شود می‌توان مراحل انبساط HP و LP را با یک مرحله تقریب زد. در این بین با فرض مشابه بودن نسبت فشار در مراحل فشار بالا و فشار پایین و با افزودن اثر گرمایش محفظه احتراق کم فشار، می‌توان دمای خروجی توربین CAES را از رابطه (۱۹-۱) محاسبه نمود.

$$\bar{T}_x = \frac{T_{d0}\bar{T}_d + \Delta T_0 \left(\frac{\bar{m}_f}{\bar{m}_t} \right)}{T_{x0}} \left(1 - \left[1 - \frac{1}{(\pi_{t0}\bar{m}_t)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}} \right] \eta_{ti} \right) \quad ۱۹-۱$$

که در آن $\pi_{t0} = \pi_{tLP0}\pi_{tHP0}$ نسبت فشار انبساط کل است. عبارت $\Delta T_0 \left(\frac{\bar{m}_f}{\bar{m}_t} \right)$ نشان دهنده افزایش دمای فشار پایین ورودی به دلیل مشعل کم فشار است. مجموع توان خروجی مکانیکی را می‌توان با رابطه (۲۰-۱) محاسبه نمود.

^۱ Expansion

$$\bar{P}_{tm} = \frac{\eta_t \eta_{tm} c_p \dot{m}_t (2T_d + \Delta T_0 (\frac{\bar{m}_f}{\bar{m}_t}))}{10^3 P_{tm0}} \left\{ 1 - \frac{1}{(\pi_{t0} \bar{m}_t)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}} \right\} \quad ۲۰-۱$$

در رابطه (۲۰-۱) η_t و η_{tm} به ترتیب راندمان مکانیکی و ایزنتروپیک انبساطی می‌باشند. برای ریکاپراتور (بازیاب حرارتی)، مشعل فشار بالا و سیستم کنترلی مدل تفصیلی ارائه شده استفاده می‌شود. تفاوت در این است که T_x به جای T_d و T_{xLP} به جای T_{dHP} قرار می‌گیرند.

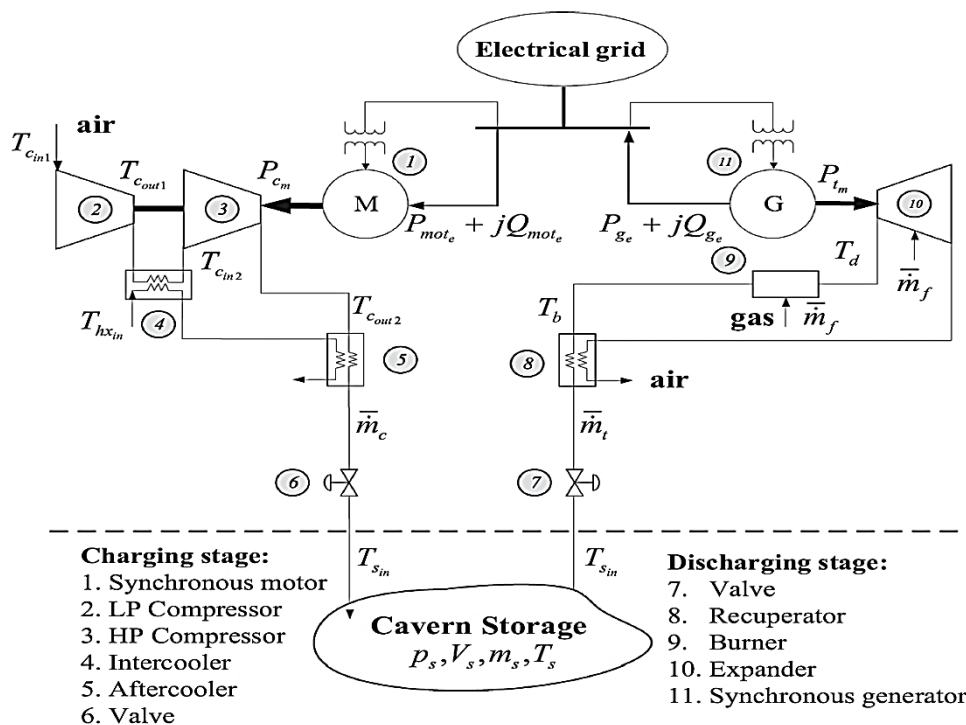
۱-۷-۳-۲- فشرده‌سازی

با فرض عملکرد ایده‌آل خنک‌کننده‌های میانی، کمپرسور چند مرحله‌ای فشار بالا را می‌توان یک کمپرسور تک‌مرحله‌ای در نظر گرفت. این امر موجب می‌شود دمای ورودی هر مرحله برابر با شرایط ورودی مرحله اول (فشرده‌سازی دما) شود. بر اساس این مفروضات، کمپرسور CAES می‌تواند با استفاده از دو مرحله موجود در شکل ۱۵-۱ توسط مبدل فشرده‌سازی حرارتی و با در نظر گرفتن $j=1$ برای کمپرسور فشار پایین و $j=2$ برای کمپرسور فشار بالا، مدل‌سازی شود. از این‌رو، دمای $\Gamma_2(\bar{m}_c)$ و ثابت توان کمپرسور Φ_2 به روابط ذیل تبدیل می‌شوند تا سه مرحله فشرده‌سازی کاهش یابد.

$$\Gamma_2(\bar{m}_c) = 1 + \frac{[\pi_{c2}(\bar{m}_c)]^{\frac{\gamma-1}{3\gamma}} - 1}{\eta_{ci2}} \quad ۲۱-۱$$

$$\Phi_2 = \frac{3c_p \bar{m}_{c0}}{10^3 \eta_{cm2} P_{cm0}} \quad ۲۲-۱$$

در این حالت π_{c2} نسبت فشار کل کمپرسور فشار بالا است. η_{cm2} بازده کل مکانیکی و η_{ci2} معادل بازده ایزنتروپیک کمپرسور فشار بالا یک مرحله‌ای است. مبدل حرارتی مرحله $j=2$ نمایانگر خنک‌کننده نهایی در این مدل است، مدل‌های کمپرسور فشار ضعیف ($j=1$)، موتور الکتریکی و سیستم کنترلی همان مدل تفصیلی است که در قسمتهای پیشین اشاره شد. مدل معادل ساده شده CAES در شکل ۱۸-۱ نشان داده شده است [۴۴].



شکل ۱-۱۸: مدل ساده شده سیستم هوای فشرده دیاباتیکی

۱-۷-۴- مدل غار^۱

با در نظر گرفتن قانون بقای جرم در یک سیستم باز که پیامد آن حجم مشخصه برای غار است، جرم (برحسب پریونیت) به صورت ذیل محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}_s = \frac{1}{m_{s0}} (\bar{m}_c \dot{m}_{c0} - \bar{m}_t \dot{m}_{t0}) \quad ۲۳-۱$$

$$m_{s0} = \frac{10^5 P_{s0} V_s}{RT_s} \quad ۲۴-۱$$

با در نظر گرفتن قانون بقای انرژی و معادله حالت تعریف شده توسط قانون گاز ایده آل، فشار برای یک غار آدیاباتیکی با حجم ثابت^۲ را می‌توان با رابطه (۲۵-۱) محاسبه نمود.

$$\dot{P}_s = \frac{R\gamma}{10^5 V_s P_{s0}} (\bar{m}_c \dot{m}_{c0} \bar{T}_{sin} T_{sin0} - \bar{m}_t \dot{m}_{t0} T_s) \quad ۲۵-۱$$

^۱ Cavern Model

^۲ Isochoric

با توجه به کند بودن دینامیک غار در مقایسه با دینامیک فرایند فرض بر این است که دمای داخلی غار یا همان T_s در طول دوره تجزیه و تحلیل ثابت باقی می‌ماند. در روابط (۱۹-۱) تا (۱۹-۱)، فشار و جرم برحسب پریونیت از مقادیر اسمی غار بیان می‌شوند. همچنین شرایط اولیه برای ادغام $\bar{m}_s$ و $\bar{P}_s$ به ترتیب $\bar{m}_{sref}$ و $\bar{P}_{sref}$ می‌باشد [۳۸].

۸-۱- مدل‌سازی ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی

در این بخش به مدل‌سازی یک نمونه ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیک مجهز به ذخیره‌ساز حرارتی پرداخته می‌شود. در ابتدا معادلات حاکم بر سیستم توصیف شده و سپس مدل‌سازی ریاضی مربوط به هر یک از اجزای سیستم انجام می‌شود. در پایان بلوک دیاگرام مدل‌سازی، متشکل از روابط و معادلات بدست آمده و نحوه ارتباط آنها ارائه خواهد شد. در این بخش فرض شده که هوای مورد استفاده از مشخصات ایده‌آل برخوردار است [۴۶].

۸-۱-۱- معادلات کلی حاکم بر مدل‌سازی سیستم‌های A-CAES

در مدل‌سازی تمام اجزای سیستم، اطمینان از تعادل جرم و جریان انرژی در داخل و خارج اجزاء ضروری است. معادلات زیر، معادلات اساسی حاکم به منظور مدل‌سازی کل سیستم می‌باشند. میزان تغییر جرم از نوع j در یک جزء استاندارد که در آن از مایع به عنوان واسطه کاری استفاده می‌شود با رابطه ۱-۲۶ قابل توصیف است.

$$\frac{dm_j}{dt} = \dot{m}_{in,j} - \dot{m}_{out,j} + N_j \quad ۲۶-۱$$

$\dot{m}_{in,j}$ و $\dot{m}_{out,j}$ به ترتیب دبی جرمی انواع j در کلیه ورودی‌ها و خروجی‌ها بوده و N_j نرخ تولید خالص انواع j به واسطه واکنش شیمیایی را نشان می‌دهد. همچنین $\frac{dm_j}{dt}$ انباشت جرم از انواع j را نشان می‌دهد. زمانی که هیچ واکنش شیمیایی در داخل این جزء وجود نداشته باشد، N_j برابر با صفر است.

هنگامی که جریان پیوسته سیال در داخل و خارج سیستم ترمودینامیکی (یا هر یک از اجزاء) وجود دارد، بنابر قانون اول ترمودینامیک، رابطه (۱-۲۷) قابل استخراج خواهد بود.

$$\dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + Z_{in,g} \right) + \dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + Z_{out,g} \right) \quad ۲۷-۱$$

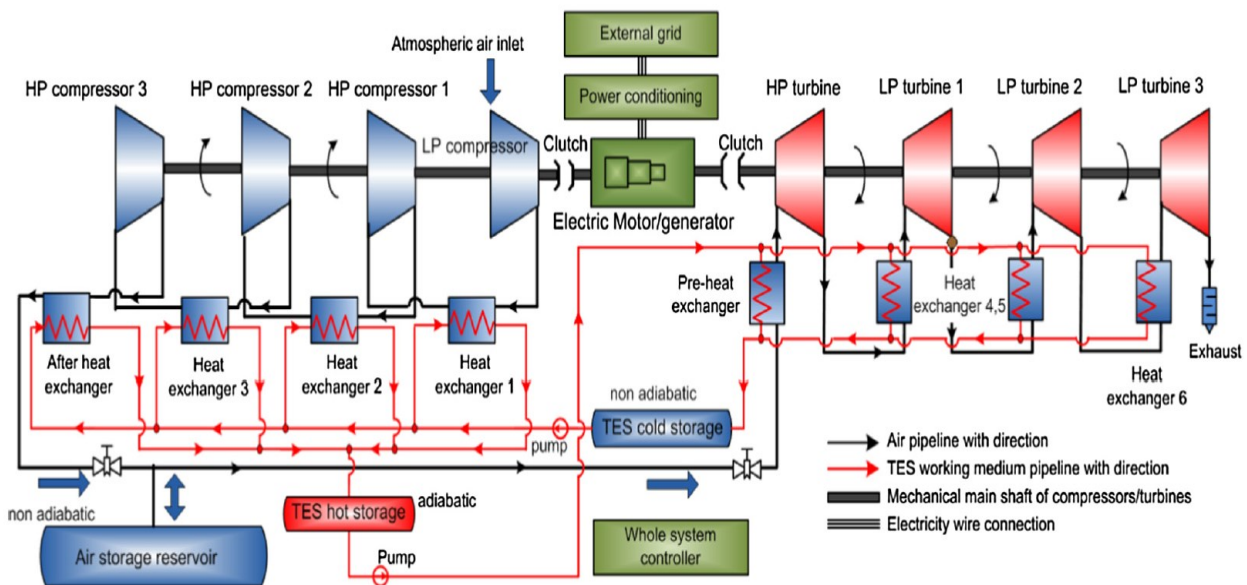
که در رابطه فوق اندیس‌های in و out به ترتیب بیانگر ورودی و خروجی سیستم، $\dot{Q}$ نرخ تغییر گرمای منتقل شده، $\dot{W}$ نرخ تغییر در انتقال انرژی به دلیل کار انجام شده، h مخفف آنتالپی خاص جرم واحد مایع، Z ارتفاع بالاتر از سطح دریا، Z_g انرژی پتانسیل واحد جرم سیال، C سرعت سیال و $\frac{C^2}{2}$ انرژی جنبشی واحد جرم سیال می‌باشند. در محاسبات تئوری، فرض $Z_{in} = Z_{out}$ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۱-۸-۲- مدل سازی کمپرسورها

مطابق شکل ۱-۱۹، فشرده سازی هوای چند مرحله ای توسط گروهی از کمپرسورهای فشار پایین (LP) و فشار بالا (HP) انجام می شود. بر اساس تعادل جرمی در فرآیند فشرده سازی، دبی جرمی در ورودی کمپرسورها معادل با دبی جرم خروجی مربوطه در حالت ماندگار است. بر اساس خصوصیات جریان ورودی و فشار خروجی ثابت و با در نظر گرفتن فشرده سازی ایزنتروپیک می توان توان مکانیکی مصرفی ایده آل را محاسبه نمود. با در نظر گرفتن بازده ایزنتروپیک در مدل سازی توان مکانیکی ایده آل به مقدار واقعی (عملی) آن نزدیکتر شده یا به اصطلاح کالیبره می شود. بازده ایزنتروپیک (η_s) به صورت رابطه (۱-۲۸) تعریف می شود.

$$\eta_s = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad ۲۸-۱$$

که در آن $h_{out,s}$ آنتالپی ویژه واسط کاری در خروجی با در نظر گرفتن تغییر حالت ایزنتروپیک ایده آل است، در حالی که h_{out} آنتالپی ویژه خروجی با در نظر گرفتن تغییر حالت واقعی می باشد. h_{in} نیز آنتالپی ویژه ورودی است.



شکل ۱-۱۹: شماتیک سیستم ذخیره ساز هوای فشرده از نوع آدیاباتیک مجهز به ذخیره ساز حرارتی

توان مصرفی مکانیکی ایده آل ($\dot{W}_{c,s}$) مورد نیاز جهت فشرده سازی سیال را می توان با استفاده از رابطه (۱-۲۹) محاسبه نمود.

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m}_c \Delta h_{in \rightarrow out,s} = \dot{m}_c \int_{T_{c,in,s}}^{T_{c,out,s}} C_p dT \quad ۲۹-۱$$

که در آن، $\dot{m}_c$ دبی جرمی کمپرسور، C_p ظرفیت گرمایی ویژه برای واسط کاری سیال در فشار ثابت، $T_{c,in,s}$ و $T_{c,out,s}$ به ترتیب نشان‌دهنده دمای ورودی و خروجی کمپرسور در شرایط تغییر حالت ایزنتروپیک و $\Delta h_{in \rightarrow out,s}$ تغییر ایده‌آل آنتالپی از ورودی به خروجی کمپرسور در شرایط تغییر حالت ایزنتروپیک ایده‌آل است. اگر این تغییر آنتالپی به صورت تابعی نسبت به فشار محاسبه شود، با توجه به قانون گاز ایده‌آل ($\rho v^\gamma = \text{Const}$ و $\rho v = RT$) و مشخصات فشرده‌سازی ایزنتروپیک، رابطه (۳۰-۱) برقرار می‌شود.

$$\Delta h_{in \rightarrow out,s} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_{in} \left[\left(\frac{P_{c,out,s}}{P_{c,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad 30-1$$

که در آن R ثابت جهانی گاز، c نسبت گرمای ویژه، $P_{c,in}$ و $P_{out,s}$ نمایانگر فشار ورودی و خروجی کمپرسور در تغییر حالت ایزنتروپیک ایده‌آل می‌باشند.

با توجه به تراز انرژی (رابطه (۲۷-۱)) و با فرض $\dot{Q} = 0$ و $Z_{in} = Z_{out}$ و $C_{in} = C_{out}$ ، اگر فرایند در هر کمپرسور بیش از یک تغییر دمای محدود ($\Delta T \approx 473 \text{ K}$) را تجربه کند و از هوای خشک استفاده شود، می‌توان رابطه (۲۹-۱) را به رابطه (۳۱-۱) تبدیل نمود:

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m}_c (h_{out,s} - h_{in}) \quad 31-1$$

از روابط (۳۱-۱) و (۲۸-۱)، توان مصرفی واقعی کمپرسور را می‌توان مطابق رابطه (۳۲-۱) محاسبه نمود.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c (h_{out,s} - h_{in}) / \eta_{s,c} \quad 32-1$$

که در آن $\eta_{s,c}$ بازده ایزنتروپیک کمپرسور است. بنابراین، کل توان مکانیکی مصرف شده واقعی توسط کمپرسورها مطابق رابطه (۳۳-۱) خواهد بود.

$$\dot{W}_{c,total} = \sum_{j_c=1}^{c,num} \dot{W}_{c,j_c} \quad 33-1$$

که $\dot{W}_{c,j_c}$ مخفف میزان توان مصرفی واقعی توسط کمپرسور j_c و c,num تعداد کمپرسورها است. با استفاده از مفهوم فشرده‌سازی ایزنتروپیک، دمای خروجی کمپرسور را می‌توان با استفاده از رابطه (۳۴-۱) محاسبه نمود.

$$T_{c,out} \approx T_{c,in} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{c,out}}{P_{c,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] / \eta_{s,c} \right\} \quad 34-1$$

که در آن $P_{c,out}$ نشان‌دهنده فشار خروجی کمپرسور است.

۳-۸-۱- مدل سازی مخازن ذخیره هوای فشرده

برای فرآیند ذخیره سازی هوای فشرده، دیواره داخلی مخزن (های) ذخیره هوا به عنوان کرانه حجم کنترل شده جهت تجزیه و تحلیل فرآیند ترمودینامیکی در نظر گرفته می شود. فرض بر این است که هیچ نشتی هوا از طریق دیواره وجود ندارد و فرایند ذخیره سازی هوا دارای حجم ثابت می باشد. به دلیل امکان سنجی مهندسی و هزینه سرمایه گذاری، مخزن (های) ذخیره هوای فشرده غیر آدیاباتیکی در نظر گرفته می شود. رابطه (۳۵-۱) نشان دهنده تعادل جرم مخزن (های) ذخیره هوا می باشد.

$$\frac{d\rho_{st}}{dt} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{in,st}/V_{st} = \dot{\rho}_{in,st}A_{in,st}C_{in,st}/V_{st} \\ -\dot{m}_{out,st}/V_{st} = -\dot{\rho}_{out,st}A_{out,st}C_{out,st}/V_{st} \end{array} \right\} \quad 35-1$$

تساوی اول در رابطه فوق مربوط به فرآیند فشرده سازی هوا و تساوی دوم مربوط به فرآیند انبساط هوا می باشد. همچنین ρ_{st} چگالی هوای داخل مخزن (مخازن) ذخیره، V_{st} حجم کنترل شده مخزن (های) ذخیره، اندیس های in, st و out, st نشان دهنده جریان هوای ورودی و خروجی مخزن (های) ذخیره، A سطح مقطع لوله جریان و C سرعت جریان هوا است.

با توجه به قانون اول ترمودینامیک و رابطه (۲۷-۱)، رابطه (۳۶-۱) برقرار است:

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} + \dot{Q} + \dot{W} \quad 36-1$$

که در آن، $\frac{d(mu)}{dt}$ میزان افزایش انرژی داخلی هوا در داخل غار ذخیره سازی است. به منظور تعادل انرژی مخزن ذخیره هوای فشرده، $\dot{W} = 0$ می باشد. بنابراین رابطه (۳۶-۱) ساده تر می شود.

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{m}_{in,st}h_{in,st} - \dot{m}_{out,st}h_{out,st} - \zeta_{st}A_{wall,st}(T_{st} - T_{wall,st}) \quad 37-1$$

که در آن ζ_{st} ضریب انتقال حرارت بین هوای ذخیره شده و دیواره مخزن، $A_{wall,st}$ ناحیه انتقال گرما بین دیواره مخزن و هوای ذخیره شده، T_{st} دمای هوا در داخل مخزن و $T_{wall,st}$ دمای دیواره غار است. با توجه به تعریف آنتالپی، رابطه (۳۸-۱) برقرار است.

$$\frac{d(mu)}{dt} = \frac{d[m(h - PV/m)]}{dt} = \frac{d(mh)}{dt} - \dot{P}V - P\dot{V} \quad 38-1$$

از آنجا که ذخیره سازی هوا به عنوان یک فرایند با حجم ثابت در نظر گرفته می شود، لذا $\dot{V}_{st} = 0$ می باشد. از معادلات (۳۷-۱) و (۳۸-۱)، می توان رابطه (۳۹-۱) را برای مخزن ذخیره ساز هوا استخراج نمود.

$$\frac{d(m_{st}h_{st})}{dt} = \dot{P}_{st}V_{st} + \dot{m}_{in,st}h_{in,st} - \dot{m}_{out,st}h_{out,st} - \zeta_{st}A_{wall,st}(T_{st} - T_{wall,st}) \quad 39-1$$

با بسط آنتالپی به منظور نشان دادن رابطه آن با غلظت هوا، می‌توان رابطه (۴۰-۱) را بدست آورد.

$$\frac{d(m_{st}h_{st})}{dt} = \frac{d([X_{air}]V_{st}\widehat{h}_{st})}{dt} = [\dot{X}_{air}]V_{st}\widehat{h}_{st} + \dot{V}_{st}[X_{air}]\widehat{h}_{st} + \eta_{st}C_{p,air,mol}\dot{T}_{st} \quad 40-1$$

که در آن، اندیس st نشان دهنده مخزن ذخیره‌سازی، $[X_{air}]$ غلظت حجمی مولار هوا، n تعداد مول هوا، h آنتالپی ویژه هوا بر اساس مولار و $C_{p,air,mol}$ گرمای ویژه هوا بر اساس مولار است. از معادلات (۳۹-۱) و (۴۰-۱)، با در نظر گرفتن $\dot{V}_{st} = 0$ ، میزان تغییر فشار هوا در مخزن ذخیره را می‌توان مطابق رابطه (۴۱-۱) بدست آورد.

$$\begin{aligned} \dot{P}_{st} = & [\dot{X}_{air}]\widehat{h}_{st} + \frac{1}{V_{st}}(\eta_{st}C_{p,air,mol}\dot{T}_{st} - \dot{m}_{in,st}h_{in,st} + \dot{m}_{out,st}h_{out,st}) \\ & + \frac{\zeta_{st}A_{wall,st}}{V_{st}}(T_{st} - T_{wall,st}) \end{aligned} \quad 41-1$$

در رابطه (۴۱-۱)، تخمین مقادیر ضریب انتقال حرارت (ζ_{st}) و ناحیه انتقال حرارت ($A_{wall,st}$) دشوار است. با در نظر گرفتن ترکیب آنها با هم، ضریب انتقال حرارت موثر را می‌توان به صورت $\tau_{st,eff} = \frac{\zeta_{st}A_{wall,st}}{V_{st}}$ تعریف کرد. با توجه به قانون گاز ایده‌آل و $\dot{V}_{st} = 0$ ، میزان تغییر دمای هوا در مخزن ذخیره را می‌توان مطابق رابطه (۴۲-۱) بدست آورد.

$$\dot{T}_{st} = \frac{1}{m_{st}R} (M_{air}\dot{P}_{st}V_{st} - \dot{m}_{st}P_{st}T_{st}) \quad 42-1$$

که M_{air} مخفف جرم مولی هوا است. با توجه به فرآیندهای فشرده‌سازی و انبساط هوا در دوره‌های زمانی مختلف، می‌بایست تعادل جرم مربوط به جریان هوای ورودی و خروجی مخزن (های) ذخیره نیز در نظر گرفته شود.

$$\dot{m}_{in,st}t_{charging} = \dot{m}_{out,st}t_{discharging} \quad 43-1$$

که $t_{charging}$ و $t_{discharging}$ برای زمان شارژ A-CAES (یعنی زمان فشرده‌سازی هوا) و زمان دشارژ A-CAES (یعنی زمان انبساط هوا) مورد استفاده قرار می‌گیرند. نسبت زمانی شارژ-دشارژ برابر است با $t_{charging}/t_{discharging}$.

۴-۸-۱- مدل‌سازی توربین‌ها

واحد چند مرحله‌ای انبساط هوا در سیستم A-CAES مجموعه‌ای از توربین‌های HP و LP است (مطابق شکل ۱۹-۱). ذکر این نکته لازم است که در فرآیند انبساط هوا A-CAES هیچ گونه احتراق سوخت فسیلی صورت نمی‌گیرد. با کاهش فشار جریان ورودی، توربین‌ها انرژی هوای فشرده شده را آزاد کرده و توان مکانیکی تولید می‌کنند. در روش انبساط ایزنتروپیک با فشار خروجی مشخص، مدل توربین حالت ترمودینامیکی جریان خروجی و توان تولید شده را مشخص می‌کند.

همچنین مشابه مدل‌سازی کمپرسور، بازده ایزنتروپیک توربین در نظر گرفته می‌شود. به منظور تعادل جرمی، میزان دبی جرمی ورودی هر توربین برابر با دبی جرمی خروجی مربوطه می‌باشد (به عنوان مثال $\dot{m}_{t,in} = \dot{m}_{t,out}$). توان مکانیکی ایده‌آل تولید شده ($\dot{W}_{t,s}$)، توان مکانیکی واقعی تولید شده ($\dot{W}_t$) و کل توان واقعی تولید شده ($\dot{W}_{t,total}$) را می‌توان با استفاده از روابط (۴۴-۱) تا (۴۶-۱) بدست آورد.

$$\dot{W}_{t,s} = \dot{m}_t(h_{in} - h_{out,s}) \quad ۴۴-۱$$

$$\dot{W}_t = \eta_{s,t} \dot{m}_t(h_{in} - h_{out,s}) \quad ۴۵-۱$$

$$\dot{W}_{t,total} = \sum_{j_t=1}^{t,num} \dot{W}_{t,j_t} \quad ۴۶-۱$$

که در روابط فوق، بازده ایزنتروپیک توربین، $\dot{m}_t$ نرخ تغییر جرم در داخل توربین ($\dot{m}_t = \dot{m}_{tin} = \dot{m}_{tout}$)، توان مکانیکی تولید شده توسط توربین j_t و t,num تعداد توربین‌ها است.

۱-۸-۵- مدل‌سازی فرایند ذخیره انرژی حرارتی

سیستم ذخیره‌ساز حرارتی (TES)^۱ به طور عمده شامل مبدل‌های حرارتی (HEX)^۲ و مخزن ذخیره حرارت یک بخش مهم از سیستم A-CAES به شمار می‌رود. طراحی و مدیریت موثر ذخیره‌ساز حرارتی می‌تواند منجر به بهبود عملکرد کل سیستم به ویژه در راستای بهسازی و بازیابی انرژی حرارتی و همچنین افزایش کارایی کل سیستم شود. در طراحی مبدل‌های حرارتی، ناحیه انتقال حرارت می‌بایست دارای ابعاد کافی باشد تا از استخراج بهینه انرژی حرارتی در هنگام فشرده‌سازی هوا (جهت ذخیره نمودن) و بازیابی حداکثر انرژی حرارتی در هنگام انبساط هوا اطمینان حاصل شود. در ذخیره‌ساز انرژی حرارتی دما پایین، آب در فاز مایع به عنوان واسط کاری TES جهت انتقال گرما انتخاب می‌شود چرا که ظرفیت حرارتی ویژه بالایی دارد و در نتیجه توانایی ذخیره انرژی حرارتی بیشتری در محدوده دمای پایین خواهد داشت. به علاوه، افت فشار ناشی از مبدل‌های حرارتی نیز حائز اهمیت بوده و باید در نظر گرفته شود.

با توجه به کاهش هزینه سرمایه‌گذاری و نگهداری، مخزن ذخیره‌ساز حرارتی گرم به صورت آدیاباتیک طراحی شده در حالی که بخش سرد غیرآدیاباتیک می‌باشد (شکل ۱-۱۹). با فرض این که تغییر وضعیت آب در داخل دو مخزن ذخیره سازی TES هیچ گونه نشی ندارد و دمای مخزن ذخیره‌ساز حرارتی سرد برابر با دمای محیط در حالت استاتیک می‌باشد، تعادل جرمی در جریان‌های آب دو مخزن ذخیره‌ساز TES از طریق رابطه (۴۷-۱) محاسبه می‌شود.

^۱ Thermal Energy Storage (TES)

^۲ Heat Exchanger (HEX)

$$\dot{m}_{in,hot,total} t_{charging} = \dot{m}_{in,cold,total} t_{discharging} \quad ۴۷-۱$$

که در رابطه فوق، $\dot{m}_{in,hot,total}$ و $\dot{m}_{in,cold,total}$ به ترتیب برای کل دبی جرمی مخزن ذخیره‌ساز حرارتی گرم در مدت زمان شارژ و سرد در مدت زمان دشارژ در نظر گرفته می‌شود. طراحی جریان مخالف برای مبدل‌های حرارتی به منظور تعیین انتقال حرارت بهینه میان جریان‌های هوای فشرده و آب می‌باشد، زیرا قابلیت‌های به مراتب بیشتری در انتقال انرژی حرارتی نسبت به طراحی جریان موازی خواهد داشت. به منظور مدل‌سازی انتقال حرارت و تغییر حالت دو واسطه‌ای در داخل مبدل‌های حرارتی، از روش تعداد واحدهای انتقال^۱ استفاده شده است که در ادامه توضیح داده می‌شود.

انتقال حرارت یک مبدل حرارتی را می‌توان با اثربخشی آن (ε) تعیین کرد که مطابق رابطه (۴۸-۱) محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{\dot{C} |T_{out} - T_{in}|}{\dot{C}_{min} |T_{in,hot} - T_{in,cold}|} \quad ۴۸-۱$$

که در آن، $\dot{C}$ نرخ ظرفیت حرارتی جریان با دبی جرمی $\dot{m}$ است که در T_{in} وارد و در T_{out} خارج می‌شود، $\dot{C}_{min}$ حداقل میزان ظرفیت حرارتی دو جریان به مبدل حرارتی و $T_{in,hot}$ و $T_{in,cold}$ به ترتیب دمای ورودی مایع گرم و مایع سرد به مبدل حرارتی می‌باشند.

برای مرحله نام فشرده‌سازی هوا (یا انبساط هوا) در سیستم A-CAES، دمای ورودی کمپرسور ($T_{c,in,i}$) (یا توربین ($T_{t,in,i}$)) را می‌توان با دمای خروجی مرحله ۱-نام از فشرده‌سازی هوا ($T_{c,out,i-1}$) (یا انبساط هوا ($T_{t,out,i-1}$)) از طریق ضریب اثر بخشی ε داده شده به ۱-امین مبدل حرارتی که میان مرحله i و ۱-نام از مرحله فشرده‌سازی هوا (یا انبساط هوا) واقع شده‌اند، محاسبه نمود. از رابطه (۴۸-۱) می‌توان روابط (۴۹-۱) و (۵۰-۱) را استخراج نمود.

$$T_{c,in,i} = T_{c,out,i-1} - \varepsilon \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{m}_{hex,air,i-1} C_{p,air}} (T_{c,out,i-1} - T_{wt,cold,i-1}) \quad ۴۹-۱$$

$$T_{t,in,i} = T_{t,out,i-1} + \varepsilon \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{m}_{hex,air,i-1} C_{p,air}} (T_{wt,hot,i-1} - T_{t,out,i-1}) \quad ۵۰-۱$$

که در روابط فوق، $\dot{m}_{hex,air,i-1}$ دبی جرمی هوا در مبدل حرارتی ۱-نام، $T_{wt,cold,i-1}$ دمای آب سرد از ورودی مبدل حرارتی ۱-نام در فشرده‌سازی هوا، $T_{wt,hot,i-1}$ دمای آب گرم از ورودی مبدل حرارتی ۱-نام در انبساط هوا است. با در نظر گرفتن جریان مخالف، اثربخشی ε را می‌توان از رابطه (۵۱-۱) محاسبه نمود.

^۱ Number of Transfer Units Method

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \chi)]}{1 - \chi \exp[-NTU(1 - \chi)]} \quad ۵۱-۱$$

که در رابطه فوق، مقادیر NTU و χ با استفاده از روابط (۵۲-۱) و (۵۳-۱) محاسبه می‌شوند.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad ۵۲-۱$$

$$\chi = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad ۵۳-۱$$

با توجه به رابطه (۵۲-۱)، تعداد واحدهای انتقال حرارت را می‌توان از طریق ضرب هدایت گرمایی کلی واحد (U) در مساحت موثر انتقال حرارت (A)، تقسیم بر حداقل نرخ ظرفیت حرارتی ($\dot{C}_{min}$) محاسبه نمود. UA نرخ انتقال حرارت میان دو جریان مبدل حرارتی است.

با توجه به رابطه (۵۳-۱)، ($\dot{C}_{max} = \max(\dot{m}_{flow1}C_{p,flow1}, \dot{m}_{flow2}C_{p,flow2})$) و زمانی که $\dot{C}_{max} = \dot{C}_{min}$ باشد برای جریان مخالف، اثربخشی (ε) به صورت $\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU}$ خواهد شد.

۱-۸-۶- مدل سازی میکسر، جداساز، پمپ آب و واحدهای موتور/ژنراتور

در عبور یک واسط کاری از جداساز (با فرض عدم تبادل انرژی و تلفات) باید توازن جرم و انرژی برقرار باشد. بر همین اساس، می‌توان روابط (۵۴-۱) و (۵۵-۱) را ارائه کرد.

$$\sum_{j_m}^{max,num} \dot{m}_{mixer,in,j_m} = \dot{m}_{mixer,out} \quad ۵۴-۱$$

$$\sum_{j_m}^{mix,num} \dot{m}_{mixer,in,j_m} h_{mixer,in,j_m} = \dot{m}_{mixer,out} h_{mixer,out} \quad ۵۵-۱$$

که در روابط فوق، $\dot{m}_{mixer,in,j_m}$ و $\dot{m}_{mixer,out}$ به دبی جرمی از آمین شاخه ورودی میکسر و میزان دبی خروجی میکسر، h_{mixer,in,j_m} و $h_{mixer,out}$ نشان دهنده آنتالپی ویژه ورودی از آم و آنتالپی ویژه جریان خروجی میکسر به صورت مجزا می‌باشند. جداساز برای تقسیم یک جریان به دو یا چند جریان استفاده می‌شود. فاکتور اختلاف (λ) در خروجی شماره از جداساز را می‌توان به صورت رابطه (۵۶-۱) نوشت.

$$\lambda_{j_s} = \frac{\dot{m}_{splitter,out,j_s}}{\dot{m}_{splitter,in}} \quad ۵۶-۱$$

که $\dot{m}_{splitter,in}$ و $\dot{m}_{splitter,out,j_s}$ به ترتیب دبی جرمی ورودی و میزان دبی خروجی میکسر شاخه شماره j هستند. با فرض عدم وجود تبادل انرژی و تلفات در طی فرآیند تقسیم، می‌توان روابط زیر را بدست آورد.

$$\dot{m}_{splitter,in} = \sum_{j_s}^{split,num} \dot{m}_{splitter,out,j_s} = \dot{m}_{splitter,in} \sum_{j_s}^{split,num} \lambda_{j_s} \quad ۵۷-۱$$

$$h_{splitter,out,j_s} = h_{splitter,in} \quad ۵۸-۱$$

که $h_{splitter,out,j_s}$ و $h_{splitter,in}$ به ترتیب آنتالپی ویژه جریان ورودی و آنتالپی ویژه شاخه شماره j خروجی از جداساز را نشان می‌دهند. به منظور افزایش دمای اشباع آب و حفظ گردش آن، از دو پمپ در مسیر جریان آب استفاده شده است (شکل ۱-۱۹). توان پمپ ($\dot{W}_p$) را می‌توان با استفاده از رابطه (۱-۵۹) محاسبه نمود.

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{pump}(P_{pump,out} - P_{pump,in})}{P_{water}\eta_{pump}} \quad ۵۹-۱$$

که در آن، $\dot{m}_{pump}$ میزان دبی جرمی آب از طریق پمپ، $P_{pump,out}$ و $P_{pump,in}$ به ترتیب فشار آب ورودی و خروجی پمپ، P_{water} چگالی آب، η_{pump} نشان دهنده راندمان پمپ است.

با انتخاب ثابت‌های مربوط به راندمان موتور الکتریکی η_m و راندمان ژنراتور الکتریکی η_g ، می‌توان توان الکتریکی مصرف شده هنگام فشرده‌سازی هوا ($\dot{W}_{con,elec}$) و توان الکتریکی تولید شده هنگام انبساط هوا ($\dot{W}_{gen,elec}$) را با استفاده از (۱-۶۰) و (۱-۶۱) محاسبه نمود.

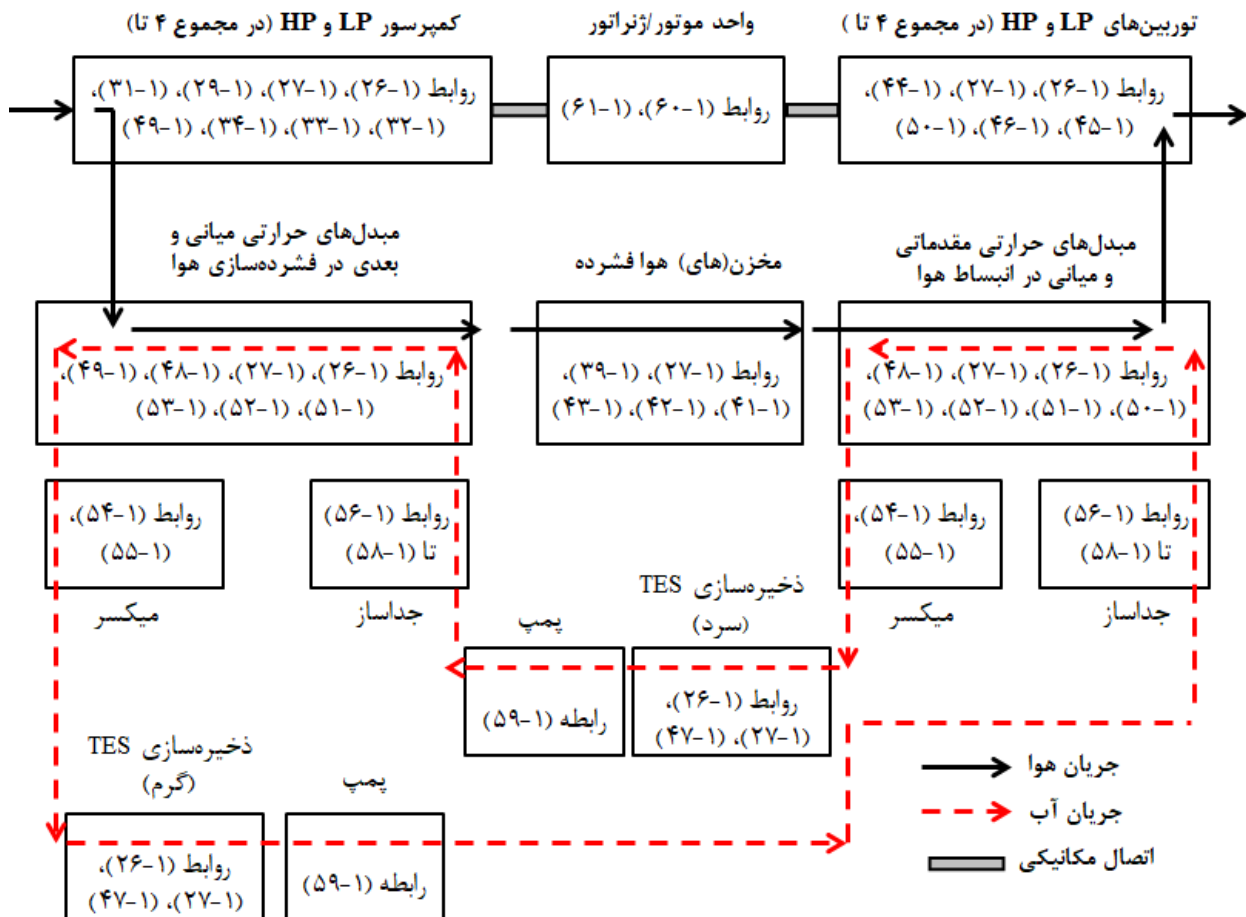
$$\dot{W}_{con,elec} = \frac{1}{\eta_m} \sum_{j_c=1}^{c,num} \dot{W}_{c,j_c} + \dot{W}_{p,cold} + \dot{W}_{p,hot} \quad ۶۰-۱$$

$$\dot{W}_{gen,elec} = \eta_g \sum_{j_t=1}^{t,num} \dot{W}_{t,j_t} \quad ۶۱-۱$$

که در روابط فوق، $\dot{W}_{p,cold}$ و $\dot{W}_{p,hot}$ به ترتیب توان مصرفی دو پمپ واقع شده در محل‌های خروجی مخزن ذخیره‌سازی حرارتی (Cold) و مخزن ذخیره‌ساز حرارتی (Hot) می‌باشند.

با یکپارچه سازی و ادغام زیرسیستم‌های مذکور، مدل کلی ریاضی سیستم A-CAES قابل ارائه خواهد بود. در شکل ۲۰-۱ بلوک دیاگرام مدل ریاضی کل سیستم A-CAES فراهم شده است. با کدنویسی یا استفاده از سیمولینک در نرم-افزار MATLAB یا نرم‌افزار Thermolib می‌توان به شبیه‌سازی سیستم پرداخت و رفتار آن را با در نظر گرفتن تغییرات

در پارمترهای مختلف مطالعه کرد. در صورت لزوم امکان بهینه‌سازی و تحلیل حساسیت نیز وجود دارد. ضمن آنکه می‌توان به طراحی و انتخاب اجزاء نیز پرداخت.



شکل ۱-۲۰: بلوک دیاگرام مدل ریاضی کل سیستم A-CAES

۹-۱- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه اصول و روش‌های طراحی، ساخت و بکارگیری سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده مورد بررسی قرار گرفت. اجزاء اصلی و اساسی این تکنولوژی، انواع آن، نمونه پروژه‌های اجرا شده و مقایسه آنها با یکدیگر، ملاحظات انتخاب سایت (مکان‌یابی) سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده، الگوریتم طراحی ژئومکانیک، نحوه مدل‌سازی ترمودینامیکی و مدل‌سازی به عنوان یک جزء از سیستم قدرت دیگر مباحث تشکیل‌دهنده این فصل بودند.

فصل ۲

**اصول طراحی، ساخت و بکارگیری
سیستم‌های تلمبه ذخیره‌ای**

مقدمه

سیستم‌های تلمبه-ذخیره‌ای نوعی نیروگاه برق‌آبی هستند که با استفاده از ذخیره آب در مخزن بالادستی در ساعات غیرپیک و آزاد سازی مجدد آن در ساعات پیک و در نتیجه تولید توان الکتریکی، نقش مهمی در افزایش قابلیت اطمینان شبکه برق و پیک‌سایی در آن ایفا می‌کنند. بنابراین ایده اصلی این نیروگاه‌ها، ذخیره انرژی الکتریکی مازاد در شبکه برق به صورت انرژی هیدرولیکی آب در زمان‌های غیر پیک است که از این انرژی در زمان‌های پیک سیستم که تقاضا بیش از ظرفیت تولید برق است، استفاده خواهد شد.

در این فصل، ابتدا به ساختار کلی و عملکردی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای پرداخته می‌شود و پس از معرفی شرکت‌های فعال در زمینه طراحی و نصب تجهیزات نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای، تجهیزات و بخش‌های مختلف این نیروگاه‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد. در بخش آخر نیز الزامات طراحی و بهره‌برداری از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد. شایان ذکر است در این فصل از ضابطه منظور از نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای همان ذخیره‌ساز تلمبه-ذخیره‌ای است و این دو اصطلاح معادل هم می‌باشند.

۱-۲- ساختار کلی و عملکرد نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای^۱ نوعی نیروگاه برق‌آبی هستند که بزرگترین فناوری موجود در دنیا به منظور ذخیره‌سازی انرژی الکتریکی می‌باشند. بر اساس شکل ۱-۲، این نیروگاه‌ها به طور کلی از سه قسمت تشکیل شده‌اند:

الف) مخزن بالادستی

ب) بخش تولید انرژی الکتریکی (نیروگاه)

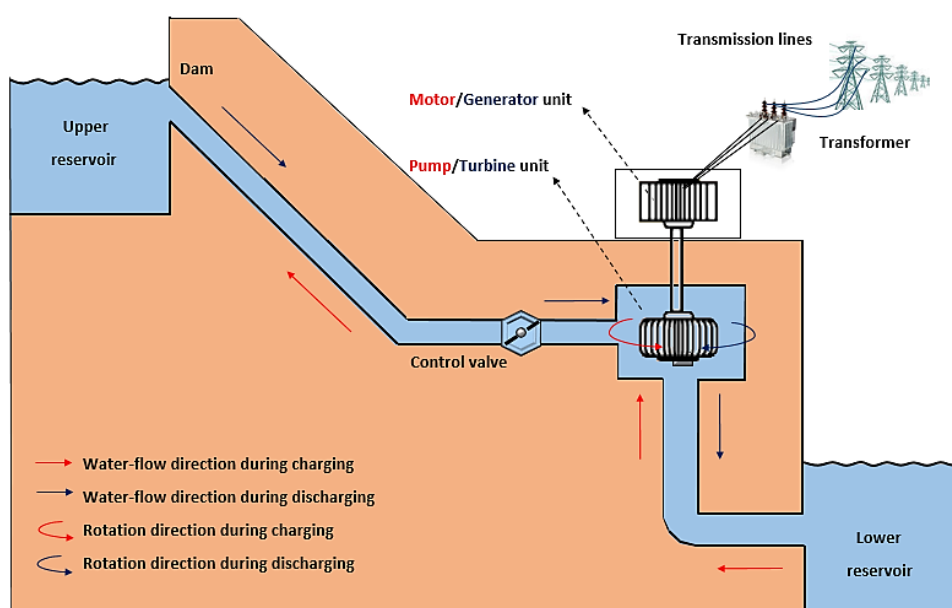
ج) مخزن پایین دستی

نحوه عملکرد این نیروگاه‌ها بدین صورت است که در ساعات کم باری که قیمت برق در حداقل مقدار خود قرار دارد، از انرژی الکتریکی واحدهای در مدار به منظور پمپاژ آب برای ذخیره در مخزن بالا دستی استفاده می‌کند. سپس در ساعات اوج بار که قیمت در حداکثر میزان خود است، آب ذخیره شده در مخزن بالا دستی آزاد شده و انرژی الکتریکی تولید شده توسط توربین و ژنراتور برق‌آبی به شبکه قدرت تحویل داده می‌شود [۴۷-۴۸]. واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای قابلیت پیک‌سایی، دنبال کردن بار و تامین ذخیره در شبکه را بر عهده دارند. در واقع پیک شبکه برق می‌تواند روزانه، هفتگی، ماهانه و فصلی باشد که این نیروگاه‌ها می‌توانند نقش مهمی در جبران آن داشته باشند. در حوزه کنترل فرکانس نیز نقش این نیروگاه‌ها حائز اهمیت است. به عبارت دیگر با افزایش تقاضای بار الکتریکی در شبکه برق، بالانس تولید و مصرف انرژی الکتریکی بر هم خورده و این امر موجب کاهش لحظه‌ای سرعت توربین‌های نیروگاه‌ها خواهد شد. در این

^۱ Pumped-Storage Hydropower

حالت فرکانس سیستم نیز به تدریج کاهش می‌یابد که برای جلوگیری از ادامه این پدیده نیاز است بتوان بیشتری به شبکه تزریق گردد. از طرفی افزایش توان تزریقی به شبکه توسط نیروگاه‌های حرارتی نیاز به هزینه و صرف زمان زیادی دارد. بنابراین نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای به علت سرعت بالای اتصال به شبکه می‌توانند نقش مهمی را در کنترل فرکانس شبکه برق داشته باشند [۴۷].

به دلیل قابلیت انعطاف بالا، این واحدها به منظور ایجاد تعادل بین تولید و مصرف و ادغام ظرفیت بیشتری از انرژی‌های تجدیدپذیر بادی و خورشیدی در شبکه نیز استفاده می‌شوند [۴۷]. اگرچه انگیزه توسعه نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای در دهه‌های گذشته، هماهنگی با واحدهای حرارتی، خصوصاً واحدهای هسته‌ای بوده اما در سال‌های اخیر، تمایل به نصب این نیروگاه‌ها مجدداً افزایش یافته است. مطالعات انجام شده نشان می‌دهد استفاده از حجم وسیع انرژی‌های تجدیدپذیر مانند بادی و خورشیدی، بدون استفاده از واحدهای ذخیره‌ساز انرژی امکان‌پذیر نخواهد بود. بنابراین استفاده از واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای در کشورهای توسعه یافته، خصوصاً آمریکا و کشورهای اروپایی، نسبتاً افزایش یافته است [۴۷].



شکل ۱-۲: ساختار کلی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای را می‌توان بر اساس ارتفاع ریزش آب به صورت ذیل دسته‌بندی نمود:

- نیروگاه‌هایی با ارتفاع کم ریزش آب: این نوع نیروگاه‌ها دارای ارتفاع ریزش آب کم‌تر از ۳۰ متر هستند [۴۷]. این ارتفاع بیانگر ارتفاع مابین مخزن بالادست و مخزن پایین دست است. در این دسته از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای از توربین‌های کاپلان^۱ یا فرانسیس^۲ جریان مختلط استفاده می‌شود [۴۹].
- نیروگاه‌هایی با ارتفاع متوسط ریزش آب: این نیروگاه‌ها برای ارتفاع ریزش آب ۳۰ تا ۲۰۰ متر به کار می‌روند. توربین فرانسیس جریان شعاعی یا کاپلان در این نوع نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد [۴۹].
- نیروگاه‌هایی با ارتفاع بالای ریزش آب: این نیروگاه‌ها دارای ارتفاع ریزش آب بیش از ۲۰۰ متر هستند. معمولاً در این نیروگاه‌ها از توربین پلتون^۳ استفاده می‌شود [۴۹].

۲-۲- شرکت‌های فعال در زمینه طراحی و نصب تجهیزات نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

به علت توسعه نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای و در حالت کلی نیروگاه‌های برق‌آبی، شرکت‌های زیادی در سطح بین‌المللی در حال فعالیت در این زمینه هستند و هر ساله محصولات خود را با ارتقاء کیفیت و تکنولوژی وارد بازار می‌کنند. بزرگترین شرکت‌های فعال در زمینه طراحی و نصب تجهیزات نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای در دنیا به شرح زیر می‌باشند [۴۸]:

- ABB
- SIEMENS
- American Governor
- ANDRITZ HYDRO
- Atlas Polar
- Basler Electric
- Black & Veatch
- Canyon Hydro
- Carpi Tech
- GGB Bearing Technology
- HGI
- Mekan Hydro

^۱ Kaplan Turbines

^۲ Francis Turbines

^۳ Pelton Turbine

۲-۳- بررسی تجهیزات و بخش‌های مختلف نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای و یا به طور کلی نیروگاه‌های برق‌آبی از شش بخش اصلی تشکیل شده‌اند که این بخش‌ها عبارتند از [۵۲-۵۰]:

- تونل آب‌بر^۱
- طبقه شیرها^۲
- طبقه توربین^۳
- لوله مکش^۴
- طبقه ژنراتور
- ابزار دقیق

و طبقات دیگری نظیر طبقه تخلیه بار^۵، طبقه اتاق کنترل و کارگاه برق که در ساختمان نیروگاه قرار دارند. آب ذخیره شده در مخزن بالادست توسط تونل‌های آب‌بر به سمت نیروگاه هدایت می‌شود. در ابتدا آب وارد طبقه شیرهای پروانه‌ای^۶ می‌شود. در ادامه به توضیح قسمت‌های مختلف نیروگاه‌های تلمبه ذخیره‌ای پرداخته می‌شود.

۲-۳-۱- تونل آب‌بر

این تونل در واقع مسیر انتقال آب از مخزن بالادست به سمت توربین آبی در پایین دست و بالعکس است. در واقع آب از طریق تونل آب‌بر (بر اساس دبی مورد نیاز) وارد محفظه حلزونی شده و از طریق این محفظه وارد توربین آبی می‌شود. همچنین در ساعات غیر پیک، مجدداً آب از طریق تونل آب‌بر از مخزن پایین دست به مخزن بالادست پمپاژ می‌شود.

۲-۳-۲- طبقه شیرهای پروانه‌ای

شیر پروانه‌ای معمولاً در بالادست محفظه حلزونی قرار دارد و برای جداسازی توربین از مسیر بالادست (تونل آب‌بر) به کار می‌رود. در ضمن به منظور قطع جریان آب در مواقع اضطراری نیز از شیر پروانه‌ای استفاده می‌شود [۵۰-۴۷].

^۱ Penstock

^۲ Valves Floor

^۳ Turbine Floor

^۴ Draft Tube

^۵ Unloading Floor

^۶ Buttery Valves Floor

شیر پروانه‌ای معمولاً توسط وزنه بسته می‌شود ولی با عملکرد دو سرووموتور هیدرولیکی باز می‌شود. یک سیستم هیدرولیکی که شامل مخزن تخلیه روغن^۱، دو دستگاه پمپ روغن و مخزن هوا-روغن است برای شیر پروانه‌ای در نظر گرفته می‌شود تا روغن فشار مورد نیاز را برای سرووموتورها فراهم کند. شیر پروانه‌ای توسط یک قطعه واسطه^۲ به محفظه حلزونی متصل شده و توسط نگه دارنده‌هایی که در مواقع بسته شدن به آن اجازه جابجایی طولی می‌دهند مهار شده است.

شیر پروانه‌ای دارای یک مسیر کنار گذر (بای‌پس)^۳ است. قبل از باز شدن شیر پروانه‌ای، شیر کنار گذر، محفظه حلزونی را پر از آب می‌کند تا فشار هر دو طرف دیسک شیر پروانه‌ای یکسان شود در غیر اینصورت آب با فشار بسیار زیاد وارد محفظه حلزونی شده و به پره‌های متحرک^۴ آسیب می‌زند.

برای راه‌اندازی شیر پروانه‌ای مراحل زیر به صورت متوالی پیش‌بینی شده‌اند [۴۷-۵۰]:

(الف) باز شدن مسیر بای‌پس

(ب) باز شدن شیر پروانه‌ای

(ج) بسته شدن مسیر بای‌پس

شیر پروانه‌ای توسط سرووموتورها باز می‌شود. یک پمپ روغن حداقل فشار لازم در مخزن هوا-روغن را تامین می‌نماید. اگر پمپ اصلی دچار مشکل شده و متوقف شود، پمپ دوم بصورت خودکار روشن می‌شود. شایان ذکر است که شیرهای پروانه‌ای یا کاملاً باز و یا کاملاً بسته هستند و حالت میانه ندارند. به عبارت دیگر از شیرهای پروانه‌ای برای کنترل جریان آب استفاده نمی‌شود.

۲-۳-۳- طبقه توربین

آب پس از عبور از شیر پروانه‌ای، وارد محفظه حلزونی و سپس توربین می‌گردد. در ادامه انواع توربین‌های برق‌آبی و بخش‌های مختلف طبقه توربین مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۲-۳-۳-۱- انواع توربین‌های برق‌آبی و نحوه عملکرد آنها

توربین‌های به کار رفته در نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای همان توربین‌های مورد استفاده در نیروگاه‌های برق‌آبی می‌باشند. در واقع وظیفه توربین‌های آبی تبدیل انرژی موجود در آب به انرژی مکانیکی برای به چرخش در آوردن محور ژنراتور متصل به خود آنها می‌باشد. این توربین‌ها دارای بازده بسیار بالا (بالتر از ۹۰ درصد در بار کامل) و ساختمان

^۱ Sump

^۲ Expansion Joint

^۳ Bypass

^۴ Wicket Gate

ساده‌ای بوده، به راحتی کنترل می‌شوند و در زمان بسیار کوتاهی راه‌اندازی می‌گردند. این توربین‌ها تا توان ۱ مگا اسب بخار و در محدوده سرعت‌های ۱۰۰ دور بر دقیقه (توربین‌های بزرگ) تا ۱۰۰۰ دور بر دقیقه (توربین‌های کوچک) ساخته می‌شوند [۴۷-۵۲].

توربین‌های آبی به دو نوع توربین‌های عکس‌عملی و ضربه‌ای تقسیم می‌شوند. همانند توربین‌های به کار رفته در نیروگاه‌های بخار و گاز، پره‌های متحرک توربین‌های عکس‌عملی در نیروگاه‌های آبی به گونه‌ای هستند که سرعت و فشار آب در برخورد با آنها کم می‌شود. توربین‌های فرانسویس و پروانه‌ای^۱ از نوع توربین‌های عکس‌عملی می‌باشند [۵۲-۵۰]. توربین‌های فرانسویس برای ارتفاع ریزش آب متوسط و دبی آب جاری متوسط به کار می‌روند. اما توربین‌های پروانه‌ای برای ارتفاع ریزش آب کم و دبی آب زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرند. توربین‌های کاپلان نوع خاصی از توربین‌های پروانه‌ای هستند که دارای پره‌ای قابل تنظیم می‌باشند [۵۲-۵۰].

توربین‌های ضربه‌ای دارای پره‌های متحرکی هستند که سرعت آب در برخورد با آنها کم می‌شود ولی فشار آب ثابت می‌ماند. توربین‌های پلتون دارای این نوع پره‌ها هستند که برای نیروگاه‌های با ارتفاع ریزش آب زیاد و دبی آب جاری کم مورد استفاده قرار می‌گیرند.

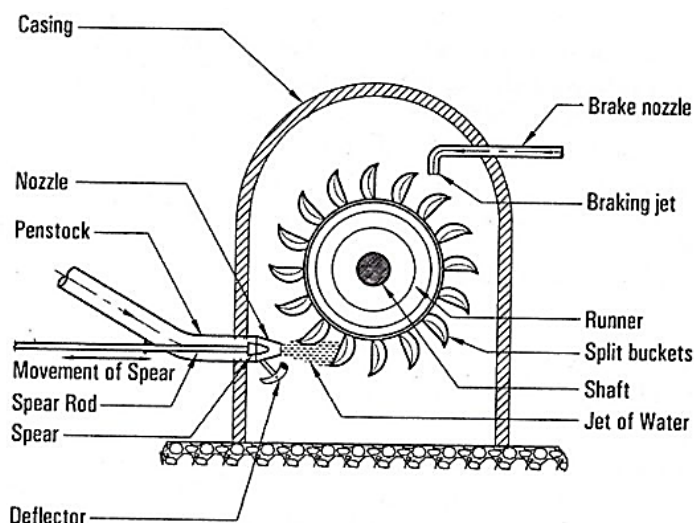
۲-۳-۳-۱-۱- توربین پلتون

شکل ۲-۲ طرح کلی این توربین‌ها را نشان می‌دهد. همان گونه که در قسمت قبل بیان گردید، این توربین برای ارتفاع ریزش آب زیاد (معمولاً بیشتر از ۲۰۰ تا ۲۵۰ متر) و جریان آب کم به کار می‌رود [۴۷-۵۲]. این نوع توربین‌ها از نوع ضربه‌ای هستند که در یک یا چند نازل موازی، تمام فشار آب تبدیل به سرعت توربین می‌شود. سپس آب با سرعت زیاد از طریق انژکتور و شیر سوزنی داخل آن، به سمت قاشقک توربین (که حکم پره‌های متحرک را دارند) هدایت می‌شود. با کنترل موقعیت شیر سوزنی می‌توان دبی آب ورودی به قاشقک‌های توربین را تنظیم نمود. این عمل، توسط سیستم گاورنر نیروگاه صورت می‌گیرد. شاین ذکر است که در توربین پلتون، آب خروجی از نازل در هر لحظه، فقط به یک قاشقک^۲ برخورد می‌کند و در صورتی که آب خروجی در هر لحظه با چند قاشقک برخورد نماید، توربین تارگو^۳ نامیده می‌شود [۵۲].

Propeller Turbines

Split Buckets

३ Turgo Turbine



شکل ۲-۲: طرح کلی توربین پلتون

در مواقع کاهش سریع بار نیروگاه، باید آب ورودی توسط سوزن^۱ وسط انژکتور کم شود که این موضوع توسط بسته شدن شیر سوزنی صورت می‌پذیرد. اما این کار باعث ایجاد فشار شدید در لوله منتهی به انژکتور می‌شود. برای جلوگیری از این مشکل، از وسیله‌ای به نام منحرف کننده^۲ استفاده می‌شود. این تجهیز در مواقع کاهش سریع بار به سرعت در مقابل آب خروجی از انژکتور قرار گرفته و سپس با حرکت آرام شیر سوزنی و تنظیم مجدد دبی آب به محل خود برمی‌گردد.

۲-۳-۱-۲- توربین فرانسیس

طرح کلی این نوع توربین‌ها در شکل ۲-۳ آورده شده است. همان گونه که ذکر شد این توربین‌ها برای نیروگاه‌های با ارتفاع آب متوسط و دبی آب جاری متوسط به کار می‌روند [۵۲-۵۰]. آب از مخزن بالادست توسط کانال‌های ایجاد شده وارد لوله‌های حلزونی^۳ شکل می‌گردد. سطح مقطع این لوله‌های حلزونی مرتباً کاهش می‌یابد تا سیال بتواند با سرعت یکنواختی در تماس با پره‌های اصلی توربین قرار گیرد. آب با سرعت زیاد پس از عبور از محفظه حلزونی شکل به پره‌های راهنما^۴ می‌رسد. وظیفه این پره‌ها افزایش نهایی سرعت آب و جهت دادن مناسب به آب برای برخورد با پره‌های اصلی (به طور شعاعی) می‌باشد. با تغییر زاویه پره‌های راهنما می‌توان شدت جریان آب را تغییر داد که این امر سبب می‌شود که دور مخصوص توربین نیز تغییر کند. به عبارت دیگر با بسته شدن کامل این پره‌ها، لبه‌های پره‌های مجاور با هم مماس

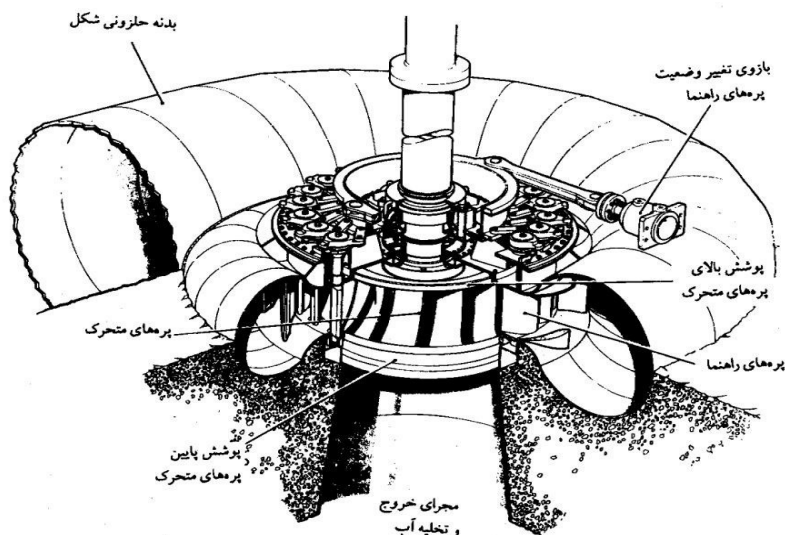
¹ Spear

2 Deflector

3 Spiral Pipes

^f Guide Vanes

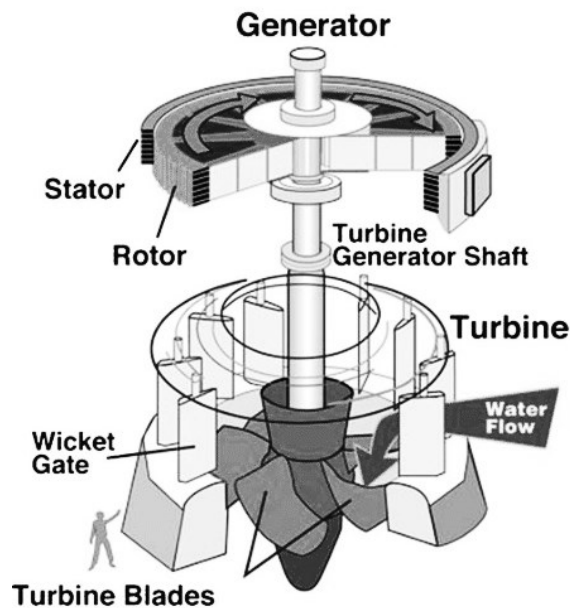
می‌شوند و این موضوع، باعث قطع جریان آب به پره‌های اصلی می‌گردد. درجه باز شدن این پره‌ها، کمیت و جهت آب جاری شده را تغییر می‌دهد. در نتیجه با برخورد شعاعی آب با پره‌های اصلی متحرک، انرژی جنبشی به انرژی مکانیکی چرخشی تبدیل می‌شود. حداکثر بازده این نوع توربین‌ها بین ۹۴ تا ۹۵ درصد می‌باشد [۵۰-۵۲].



شکل ۳-۲: طرح کلی توربین فرانسس

۳-۱-۳-۳-۲-۲ - توربین کاپلان

شکل ۳-۲ طرح کلی توربین‌های کاپلان را نشان می‌دهد. ویژگی اساسی این توربین‌ها این است که جریان آب به طور محوری با پره‌های متحرک برخورد می‌کند. لوله حلزونی شکل و پره‌های راهنما دارای طرح و عملکردی مشابه توربین‌های فرانسس هستند. آب با سرعت زیاد پس از عبور از پره‌های راهنما و قبل از برخورد به پره‌های متحرک، جهت محوری پیدا می‌کند تا حداکثر انرژی خود را به پره‌های متحرک منتقل نماید. معمولاً تعداد این پره‌ها بین ۴ تا ۶ عدد است که عموماً در نیروگاه‌ها قابل تنظیم می‌باشند. این موضوع موجب بالا رفتن بازده این نوع توربین‌ها می‌شود و در توربین‌های بزرگ تا مقدار ۹۴ درصد نیز می‌رسد. با تغییر زاویه پره‌های متحرک، میزان آب جاری شده تغییر می‌کند و نهایتاً قدرت مکانیکی محور تغییر می‌یابد [۵۰-۵۲].



شکل ۲-۴: طرح کلی توربین کاپلان

معمولا محور توربین‌های کاپلان به صورت عمودی نصب می‌شود که در این حالت، مزایای زیر را به دنبال خواهد داشت [۴۷-۵۰]:

- طرح سیستم روغن‌کاری و یاتاقان‌ها به سادگی انجام می‌شود.
- نصب و تعمیر ژنراتور به آسانی انجام می‌گیرد.
- حفاظت توربین و دیگر تجهیزات جانبی با انجام بتن‌ریزی‌های محکم انجام می‌شود.
- تجهیزات را می‌توان بر روی سطح بالای توربین نصب نمود که این موضوع، تعمیرات و نگهداری از تجهیزات را به تسهیل می‌کند.

۲-۳-۳-۲- گاورنر^۱

هر واحد نیروگاهی برای کنترل سرعت و قدرت توربین به یک دستگاه گاورنر برای تنظیم جریان آب ورودی به توربین، مجهز می‌گردد. گاورنرها به سه دسته تقسیم می‌شوند [۵۰-۵۲]:

الف) گاورنر مکانیکی

ب) گاورنر الکترومکانیکی

ج) گاورنر الکترونیکی

در نیروگاه‌های جدید فقط از گاورنر الکترونیکی استفاده می‌شود و گاورنرهای مکانیکی و الکترومکانیکی را فقط در نیروگاه‌های قدیمی می‌توان پیدا کرد. گاورنرهای جدید دارای دو قسمت الکترونیکی و هیدرولیکی می‌باشند.

^۱ Governor

۲-۳-۳-۱- قسمت الکترونیکی گاورنر

در این قسمت یک کنترل کننده الکترونیکی، کنترل سیستم را بر عهده می‌گیرد. بر اساس سیگنال‌های ورودی و پردازش آنها در کنترل کننده، سیگنال خروجی گاورنر الکترونیکی (با دامنه ۴ تا ۲۰ میلی‌آمپر) به شیر راهنما^۱ اعمال شده و با عملکرد این شیر، فشار و دبی لازم روغن برای حرکت سرووموتور و دریچه‌های توربین از طریق شیر کنترل اصلی گاورنر فراهم می‌گردد. سیستم کنترل گاورنر دارای سه حالت عملکرد به شرح زیر است [۵۲-۵۰]:

(الف) حالت کنترل سرعت با کنترل کننده PID

(ب) حالت کنترل مقدار باز شدگی پره‌های توربین با کنترل کننده تناسبی P

(ج) حالت کنترل توان خروجی ژنراتور با کنترل کننده PID

۲-۳-۳-۲- قسمت هیدرولیکی گاورنر

قسمت هیدرولیکی گاورنر شامل تجهیزات زیر می‌باشد [۵۲-۵۰]:

(الف) محرک‌های الکتروهیدرولیکی برای تبدیل سیگنال‌های الکتریکی به مقادیر مکانیکی متناظر

(ب) تقویت کننده هیدرولیکی

(ج) واحد تامین فشار روغن

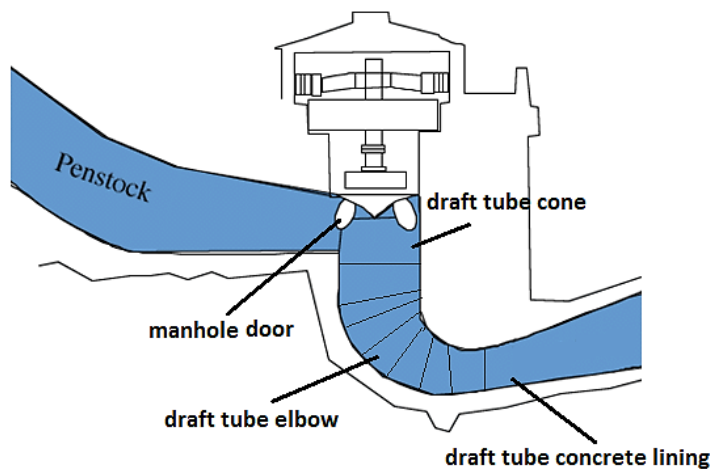
تامین فشار لازم برای روغن به منظور عملکرد سرووموتورهای توربین و نهایتاً باز و بسته شدن دریچه‌های توربین الزامی است. سیستم روغن گاورنر شامل مخزن روغن، تانک فشار روغن-هوا^۲، دو دستگاه پمپ روغن گاورنر، شیرهای سلونوئیدی، شیر هیدرولیکی، سیستم خنک‌کن روغن (شامل دو دستگاه پمپ، کولر و فیلتر دوتایی مربوطه)، تجهیزات کنترل و اندازه‌گیری، لوله‌کشی و غیره می‌باشد.

۲-۳-۴- لوله مکش

این لوله به شکل زانویی بوده و زیر رینگ تخلیه قرار دارد و شامل مخروطی، زانویی و قسمت افقی می‌باشد. لوله مکش مانند پخش‌کننده عمل نموده و باعث افزایش فشار خروجی توربین و کاهش سرعت آب در خروجی می‌شود. به منظور جلوگیری از جدایی جریان و افت راندمان در قطعات میانی زانویی، سطح مقطع قطعات در مسیر جریان کاهش می‌یابد. جریان آب خروجی از این لوله وارد مخزن پایین دست شده و در زمان کم‌باری مجدداً به مخزن بالادست پمپاژ می‌شود. شکل ۵-۲ لوله مکش و نحوه قرارگیری آن را نشان می‌دهد.

^۱ Pilot Valve

^۲ Air Oil Vessel



شکل ۵-۲: نمایی از لوله مکش و نحوه قرارگیری آن

بر اساس شکل ۵-۲، لوله مکش از چهار قسمت تشکیل شده است [۵۲-۵۰]:

- دریچه بازدید^۱
- قطعه زانویی^۲
- قطعه مخروطی^۳
- پوشش بتنی^۴

۲-۳-۵- طبقه ژنراتور

ژنراتور مهمترین بخش نیروگاه آبی است که انرژی مکانیکی دورانی را تبدیل به انرژی الکتریکی می‌کند و از دو بخش اصلی روتور و استاتور تشکیل شده است. در ادامه به معرفی تجهیزات اصلی طبقه ژنراتور پرداخته می‌شود.

قاب استاتور^۵: قاب استاتور از اجزای فولادی ساخته شده است که هسته، سیم‌پیچ و اجزای جانبی استاتور نظیر خنک‌کننده‌های هوایی- آبی را روی خود جای می‌دهد. قاب استاتور با ساختار خاص خود کل وزن روتور را از طریق براکت تراست تحمل می‌نماید.

واحد ترمز مکانیکی و بالابری: سیستم ترمز مکانیکی به گونه‌ای طراحی شده تا مجموعه ژنراتور و توربین را سریعاً به حالت سکون برساند و در هنگام کاهش سرعت چرخش ژنراتور وقتی سرعت به ۱۰٪ سرعت کل می‌رسد این ترمزها

^۱ Manhole Door

^۲ Draft Tube Elbow

^۳ Draft Tube Cone

^۴ Draft Tube Concrete Lining

^۵ Stator Frame

عمل می‌کنند [۵۲-۵۰]. علاوه بر ترمز، این سیستم برای بالا بردن روتور هنگام نصب و یا خارج کردن آن مورد استفاده قرار می‌گیرد.

سیستم خنک کننده ژنراتور آبی: ژنراتورهای آبی معمولاً توسط جریان هوا خنک می‌شوند. در ابتدا هوا به طور شعاعی از میان سیم‌پیچ‌ها عبور کرده، سپس از فضای بین قطب‌ها می‌گذرد. جریان هوا توسط مسیرهای موجود در روتور هدایت می‌شود. جریان هوا پس از خنک کردن سیم‌پیچ‌های روتور از فواصل هوایی بین هسته استاتور عبور کرده تا سیم‌پیچی استاتور را خنک نماید. مقابل دریچه‌های تخلیه هوا در قاب استاتور مبدل‌های هوا به آب (رادیاتور) قرار گرفته تا مجدداً هوای گرم را خنک نمایند. اتاق ژنراتور بصورت یک ۸ ضلعی می‌باشد و در هر ضلع آن یک رادیاتور قرار دارد [۵۰].

سیستم مکش کربن: این تجهیز همانند جاروبرقی عمل کرده و ذرات حاصل از ترمز مکانیکی که از تماس لنت با دیسک ژنراتور و همچنین ذرات کربن تولید شده از عملکرد جاروبک‌های ژنراتور را جمع‌آوری می‌کند.

باس داکت^۱: یکی از تجهیزات انتقال انرژی الکتریکی تولید شده از ژنراتور به ترانسفورماتور اصلی و ترانسفورماتورهای سیستم تحریک و تغذیه داخلی نیروگاه، باس داکت می‌باشد. با توجه به بالا بودن شدت جریان خروجی ژنراتورها، در صورت اتصال با کابل عملاً سطح مقطع کابل مورد نیاز بسیار بالا خواهد بود و از طرفی با سطح ولتاژ ۱۳/۸ کیلوولت کابل مورد نظر می‌بایست عایقی متناسب با این ولتاژ را باید داشته باشد [۵۰]. در عمل برای برآورده کردن این خواسته از لوله‌های آلومینیومی توخالی جهت انتقال شدت جریان‌های بالا استفاده می‌شود که باس داکت نامیده می‌شوند.

تولید توان راکتیو: در مواقعی که بار شبکه سراسری نامتعادل می‌شود (افزایش بار شبکه مانند تعطیلات که مصرف برق کاهش چشمگیری می‌یابد) لازم است که به نحوی این عدم تعادل برطرف شود. در نیروگاه‌های آبی این امکان وجود دارد که با تولید توان راکتیو این تعادل را برقرار کرد. برای این منظور لازم است که توربین به جای تولید برق به حالت موتور درآمده و از شبکه سراسری برق دریافت کند. از آنجایی که رانر^۲ همواره غرقاب می‌باشد در حالت موتوری آب موجود در محفظه فشار زیادی به پره‌ها و شفت اعمال می‌کند. برای حذف این فشار از یک خط هوای فشرده استفاده می‌شود، به این صورت که هوای فشرده روی سطح آب اعمال می‌شود و آب را به سمت پایین می‌راند بدین ترتیب رانر آزاد شده و به حالت موتوری در می‌آید.

^۱ Bus Duct

^۲ Runner

۲-۳-۶- ابزار دقیق

تمامی ابزارهای اندازه‌گیری در نیروگاه‌های برق‌آبی نظیر فشارسنج‌ها، دماسنج‌ها، فلومترها^۱ (دبی‌سنج)، هشدار دهنده‌های آتش، سرعت‌سنج شفت توربین، آمپرتر، ولت‌متر و غیره را ابزار دقیق می‌گویند [۵۱-۵۲]. این ابزارها به دو صورت قرائت در محل تجهیزات و قرائت از اتاق کنترل در نظر گرفته می‌شوند. بوسیله ابزار دقیق می‌توان وضعیت عملکردی و کاری نیروگاه را در بخش‌های مختلف تحت نظارت قرار داد و در مواقع ضروری تصمیمات لازم را اتخاذ نمود.

۲-۴- الزامات طراحی و بهره‌برداری از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

۲-۴-۱- الزامات طراحی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

۲-۴-۱-۱- جانمایی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای وابستگی چندانی به منابع آب سطحی ندارند و تنها تامین حداقل دبی پایه برای جبران تلفات نشت و تبخیر و آبیگری اولیه کافی می‌باشد. از طرفی این نیروگاه‌ها به شدت به هد^۲ بستگی دارند. از سوی دیگر، در یک حوزه آبریز، مناطق بالادست حوزه به دلیل برخورداری از نواحی پر شیب و کم آب برای جانمایی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای بسیار مناسب هستند. بررسی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای در دنیا نشان می‌دهد که بسیاری از این نیروگاه‌ها در مناطق بالادست و پر شیب حوزه تعریف شده‌اند. در مناطق میانی و پایین دست حوزه، جانمایی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای معمولاً به صورت دیگری انجام می‌شود. در این مناطق به علت افزایش نسبی مساحت حوزه و میزان رسوبدهی حوزه، حجم مرده مخازن افزایش می‌یابد و گاهی مقدار آن چند برابر حجم مفید مورد نیاز می‌گردد. همچنین در این مناطق ناهمواری‌های حوزه با کاهش نسبی مواجه گردیده و تامین هد مناسب دشوار می‌شود. با بررسی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای در دنیا می‌توان این نیروگاه‌ها را به صورت زیر جانمایی کرد [۵۳-۵۴]:

(الف) در حالت اول مخازن بالادست و پایین دست هر دو بر روی یک رودخانه قرار گرفته‌اند. این وضعیت در صورتی مورد قبول است که اختلاف ارتفاع مناسب در بالادست و پایین دست رودخانه وجود داشته باشد.

(ب) در حالت دوم مخازن بالادست و پایین دست هر کدام بر روی یک رودخانه که در مجاورت یکدیگر هستند واقع شده‌اند که این دو رودخانه می‌توانند مربوط به یک حوزه و یا دو حوزه آبریز مجاور باشند.

(ج) در حالت سوم حداقل یکی از مخازن (معمولاً پایین دست) به صورت طبیعی و یا مصنوعی ایجاد شده باشد. به عبارت دیگر از مخازن سدهای موجود، دریا، رودخانه پایدار، استخرها و دریاچه‌ها به عنوان یکی از مخازن استفاده می‌گردد.

^۱ Flow Meter^۲ Head

د) در حالت چهارم مخزن بالادست در مجاورت رودخانه احداث می‌گردد و توسط خط انتقال آب، از رودخانه مجاور خود آبیگیری می‌شود. در این حالت نیازی به بازگشت آب از مخزن پایین دست به بالادست نبوده و مخزن فوقانی توسط آب رودخانه مجاور خود آبیگیری می‌شود.

از جمله مسائل مهم در جانمایی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای عبارتند از [۵۳-۵۴]:

- دبی حجمی آب: در جانمایی این نیروگاه‌ها می‌بایست اطلاعاتی از قبیل حداقل، متوسط و حداکثر دبی حجمی آب رودخانه‌ها در دوره‌های تناوب مختلف (ماهانه، فصلی و سالانه) جمع‌آوری گردد. در تخمین آب در دسترس می‌بایست میزان آب بخار شده و آب‌های نشتی مخازن نیز مورد توجه قرار گیرد.
- ذخیره آب: باید محل قرارگیری مخازن به گونه‌ای انجام شود که با توجه به تغییرات آب رودخانه، امکان ذخیره آب (برای استفاده در مواقعی که دبی حجمی آب کم است) وجود داشته باشد.
- ارتفاع مخازن بالادست و پایین دست نسبت به یکدیگر: با توجه به اینکه هر چقدر ارتفاع مخزن بالادست نسبت به پایین دست بیشتر باشد، انرژی جنبشی آب آزاد شده توسط آن بیشتر بوده و در نتیجه انرژی الکتریکی به خوبی تولید می‌گردد. لذا باید حداقل ارتفاع مورد نیاز برای سطح توان تولیدی نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای مورد توجه قرار گیرد.
- بررسی‌های زمین‌شناسی: این بررسی‌ها جهت مطالعات مکانیک خاک و مقاومت خاک برای احداث مخازن صورت می‌پذیرد. همچنین زمین انتخاب شده نباید در مسیر گسل‌ها و زلزله باشد.
- میزان آلودگی آب: آلودگی آب می‌تواند به مخازن و تجهیزات فلزی همچون توربین‌های نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای آسیب برساند. این مسئله می‌تواند عملکرد نیروگاه را غیر اقتصادی و نامطمئن سازد. بنابراین بررسی میزان آلودگی آب محل احداث این نیروگاه‌ها بسیار حائز اهمیت است.
- میزان رسوب گذاری آب رودخانه‌ها: رسوبات ته‌نشین شده تدریجی آب رودخانه در مخازن نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای، ظرفیت مخازن این نیروگاه‌ها را کاهش می‌دهد. این رسوبات می‌تواند مشکلاتی را برای پره‌های توربین ایجاد نماید. بنابراین در نواحی که در معرض طوفان‌های شدید هستند و توسط فضای سبز محافظت نشده‌اند، رسوبات بسیار زیادی در جریان رودخانه ایجاد می‌گردد.
- دسترس‌پذیری: جهت احداث نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای، می‌بایست تجهیزات فراوانی به محل مورد نظر انتقال یابد. بنابراین باید توسط جاده‌ها و یا خطوط آهن این دسترسی فراهم گردد.

۲-۴-۱-۲- مولفه‌های مهم در طراحی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

مولفه‌های مهمی که در طراحی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای باید در نظر گرفته شوند به شرح ذیل می‌باشند:

- ارتفاع پمپاژ و هد: اگر چه در حال حاضر توربین‌ها و پمپ‌هایی برای ارتفاع نزدیک به ۲۰۰۰ متر تحت آزمایش قرار گرفته‌اند اما بیشترین ارتفاع پمپاژ در نیروگاه‌های در حال بهره‌برداری ۱۴۱۸ متر است [۵۳-۴۷]. همچنین

در بیش از نیمی از موارد، حداکثر ارتفاع پمپاژ بیش از ۲۳۰ متر است [۴۷-۵۴]. بیشترین فراوانی هد نیز مربوط به محدوده ۵۰ الی ۱۰۰ متر است [۴۷-۵۴]. این نکته حائز اهمیت است که تامین ارتفاع زیاد در یک مرحله از پمپاژ امکان‌پذیر نیست، بنابراین در پروژه‌هایی که دارای هد بسیار زیادی است از چند مرحله پمپاژ استفاده می‌شود.

- آب‌دهی: نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای به علت استفاده از سیستم مدار بسته، وابستگی زیادی به آب ندارند اما به منظور آبرگیری اولیه و جبران تلفات آب از طریق تبخیر و نشت در مخازن بالادست، پایین دست و مسیر انتقال، وجود دبی حداقل و پایه ضروری است.

- حجم مفید: حجم مفید مخازن بالادست و پایین دست بدون در نظر گرفتن نشت و تبخیر آب برابر است، مگر آنکه کاربری اضافه دیگری برای یکی از مخازن تعریف گردد. این پارامتر در نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای با توجه به مقدار ساعات کارکرد و دبی طراحی به دست می‌آید. مقدار حجم مفید مخازن با توجه به ظرفیت نصب نیروگاه از مقادیر کمتر از یک میلیون متر مکعب تا بیش از ۱۰ میلیون متر مکعب متفاوت است [۵۳-۵۴].

- حجم مرده: حجم مرده مخازن بالادست و پایین دست بر اساس فاکتورهای نظیر میزان رسوب گذاری مخازن، تبخیر و نشت آب محاسبه شده و به حجم مفید آنها اضافه می‌گردد.

- تراز حداقل بهره‌برداری: در پروژه‌های تک منظوره، تراز حداقل بهره‌برداری با توجه به تراز حجم مرده تعیین می‌گردد. در غالب موارد، ایده افزایش تراز حداقل بهره‌برداری در مخزن بالادست به منظور استحصال هد و انرژی اقتصادی نمی‌باشد.

- پست برق نیروگاه و خطوط انتقال: هزینه‌های مربوط به احداث پست برق و خطوط انتقال نیروگاه حدود ۲۵٪ هزینه‌های کل پروژه را شامل خواهد شد [۴۹]. این هزینه‌ها بر اساس نوع هد، ظرفیت نصب نیروگاه و محل احداث نیروگاه می‌تواند متفاوت باشد. محاسبه دقیق هزینه‌های مربوط به احداث پست و خطوط انتقال برق نیروگاه، فاکتور مهمی در تشخیص اقتصادی و یا غیر اقتصادی بودن احداث نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای است.

- تعداد ساعات کارکرد: تعداد ساعات کارکرد در نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای که به صورت سیکلی در شبانه روز کار می‌کنند به حجم مخزن و نیز منحنی تغییرات بار در شبانه روز بستگی دارد. بر اساس این منحنی می‌توان تعداد ساعات پر باری که نیاز به تولید است و نیز ساعات کم باری که نیاز به پمپاژ است را تعیین کرد.

- پمپ-توربین: در نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای، به منظور کاهش هزینه‌ها معمولاً از توربین‌های برگشت‌پذیر (پمپ-توربین) استفاده می‌شود. مولفه‌های اساسی در طراحی پمپ و توربین شامل هد، دبی، راندمان و ظرفیت نصب است. از طرفی میزان انرژی مورد نیاز برای پمپاژ همواره بیشتر از انرژی تولیدی است و دلیل آن نقش دوگانه پارامتر افت هد می‌باشد که در وضعیت توربین از هد ناخالص کم شده و در وضعیت پمپاژ به آن اضافه می‌گردد.

۲-۴-۱-۳- نحوه انتخاب توربین‌های برق‌آبی و تعیین ظرفیت توان الکتریکی نیروگاه

داده‌های مورد نیاز در انتخاب یک توربین برق‌آبی را می‌توان شامل ارتفاع قابل دسترس آب، میزان دبی ورودی به توربین، منحنی تغییرات سطح بالادست آب، ارتفاع و موقعیت نصب توربین، دمای آب، میزان تقاضای بار، نیازمندی‌های بهره‌برداری و کیفیت آب دانست. بعد از انجام مطالعات اولیه و برآورد امکان ساخت مخازن نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای، نیاز به مطالعات بهینه‌سازی انجام طرح می‌باشد تا مشخصاتی از قبیل ارتفاع سطح پایین دست آب، ارتفاع مخزن بالادست آب، محدودیت‌های بهره‌برداری، تعداد واحدهای نیروگاه، سرعت چرخش توربین، مقدار خروجی واحدها و غیره بدست آید.

اولین قدم در انتخاب توربین، محدوده تقریبی ارتفاع ریزش آب است. جدول ۱-۲ نوع توربین مناسب با ارتفاع ریزش‌های متفاوت و سرعت مخصوص آنها را نشان می‌دهد. البته ارتفاع ارائه شده در جدول ۱-۲، قطعیت کاملی ندارد و در بعضی مواقع همپوشانی می‌شود و حتی در شرایط خاص هم می‌توان از این محدوده‌ها خارج شد. در مواقعی که همپوشانی در انتخاب نوع توربین ایجاد می‌شود، لازم است به شرایط دیگری از قبیل مزایا و معایب توربین‌ها، ابعاد فیزیکی هر توربین و بازده هر یک از قسمت‌ها توجه خاصی صورت پذیرد.

سرعت مخصوص یک توربین، سرعتی است که قدرت ۱ کیلووات را در ازای ارتفاع ریزش آب ۱ متر تولید کند. رابطه سرعت مخصوص توربین‌های آبی به صورت زیر است [۴۷-۵۴].

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P_t}}{H^{1.25}} \quad 1-2$$

در رابطه (۱-۲)، N_s سرعت مخصوص بر حسب دور بر دقیقه^۱، N سرعت توربین بر حسب دور بر دقیقه، P_t توان خروجی بر حسب کیلووات و H ارتفاع موثر ریزش آب بر حسب متر است.

جدول ۱-۲: دسته‌بندی توربین‌ها بر اساس ارتفاع ریزش آب و سرعت مخصوص آنها

نوع توربین	ارتفاع ریزش آب	سرعت مخصوص
پلتون	بالای ۲۰۰ متر	۱۰-۶۰
فرانسیس	۳۰ تا ۲۰۰ متر	۵۰-۴۰۰
پروانه‌ای	کمتر از ۳۰ متر	۳۰۰-۱۰۰۰

^۱ Rpm

همان طور که در جدول ۲-۱ مشاهده می‌شود، در ارتفاع ریزش آب کم، توربین‌های با سرعت مخصوص زیاد استفاده می‌شود، زیرا در غیر این صورت در اثر سرعت زیاد سیال، تلفات توربین زیاد و بازده آن کم می‌شود. همچنین با توجه به اینکه در مخازن بالادست با ارتفاع زیاد، توربین خود به خود سریع می‌چرخد، لذا توربین‌های با سرعت دور کم مورد استفاده قرار می‌گیرد. از طرفی سرعت مخصوص اولیه یک توربین آبی را می‌توان بر اساس نتایج تجربی با استفاده از رابطه (۲-۲) محاسبه کرد [۴۷-۵۴].

$$N_s = \frac{K}{\sqrt{H}} = \frac{K}{H^{0.5}} \quad ۲-۲$$

که در رابطه فوق K را می‌توان بر اساس نتایج تجربی حاصل شده از نصب انواع توربین‌های آبی به صورت جدول ۲-۲ تعیین نمود.

جدول ۲-۲: مقدار ضریب K برای انواع توربین‌های آبی

نوع توربین	ضریب K
کاپلان و بالب	۲۶۲۵
پروانه‌ای و لوله‌ای	۲۴۱۵
فرانسیس	۲۲۰۵
پلتون	۴۲۰

با توجه به ارتفاع ریزش و دبی تخلیه آب، قدرت الکتریکی قابل نصب بر روی نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای به صورت رابطه (۳-۲) تعیین می‌گردد [۴۸-۵۳]:

$$P = \frac{Q.H.\omega.\eta}{102} = 9.8Q.H.\eta \quad ۳-۲$$

که در رابطه فوق، Q دبی تخلیه آب بر حسب متر مکعب بر ثانیه، H ارتفاع آب بر حسب متر، η بازده توربین و ژنراتور، ω وزن مخصوص آب (که در شرایط استاندارد برابر ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب است) و P توان الکتریکی بر حسب کیلووات است.

۲-۴-۲- الزامات بهره‌برداری از نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای

این قسمت شامل پیشنهادهای و توصیه‌های کلی در مورد بهره‌برداری واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای می‌باشد. در این بخش نحوه راه‌اندازی و توقف واحدهای تلمبه ذخیره‌ای و حالت‌های مختلف راه‌اندازی این واحدها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۴-۲-۱- راه‌اندازی واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای

راه‌اندازی واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای عمدتاً به سه صورت امکان‌پذیر می‌باشد [۵۴-۵۶]:

الف) دستی

ب) مرحله به مرحله یا نیمه اتوماتیک

ج) اتوماتیک

برای انجام مراحل راه‌اندازی هر واحد لازم است دو شرط زیر وجود داشته باشد [۵۴-۵۶]:

الف) واحد در حال توقف کامل باشد. این حالت واحد با روشن شدن لامپ یا نمایش وضعیت "توقف کامل"^۱ در تابلوی کنترل اعلام می‌شود.

ب) واحد برای راه‌اندازی آماده باشد. این آمادگی با روشن شدن علامت نشان دهنده "آمادگی برای راه‌اندازی"^۲ در تابلوی کنترل اعمال می‌گردد.

در حالت کلی، راه‌اندازی واحدها شش مرحله دارد [۵۴-۵۶]:

مرحله اول: اعلام آمادگی واحد برای راه‌اندازی

اعلام آمادگی واحد برای راه‌اندازی بستگی به سالم بودن و قابلیت کارکرد اجزا و وسایل مهم تشکیل دهنده واحد و آماده بودن تاسیسات جانبی و کمکی مرتبط با بهره‌برداری واحد برای کار طبیعی و عادی دارد.

مرحله دوم: انتخاب محل و روش راه‌اندازی

هر کدام از واحدهای نیروگاه را عموماً با سه روش اتوماتیک، مرحله به مرحله (نیمه اتوماتیک) و دستی می‌توان راه‌اندازی نمود. در مورد نیروگاه‌های دارای واحدهای متوسط و بزرگ که دارای تشکیلات بهره‌برداری از محل نیروگاه می‌باشند، محل راه‌اندازی معمولاً از اتاق کنترل و یا محل تابلوهای کنترل هر واحد انجام می‌شود.

مرحله سوم: صدور دستور راه‌اندازی

با توجه به امکانات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری هر محل و رویه‌های بهره‌برداری تدوین شده برای نیروگاه، دستور راه‌اندازی صادر می‌شود.

مرحله چهارم: اعلام آمادگی واحد برای سنکرون شدن

بعد از صدور دستور راه‌اندازی واحد و وارد عمل شدن عوامل راه‌اندازی و رسیدن واحد به سرعت کافی، بسته شدن کلیدهای تحریک و ایجاد ولتاژ در ترمینال‌های اصلی (فازها) استاتور، مقایسه مشخصات ولتاژ تولید شده توسط ژنراتور (دامنه، فرکانس و حالت فاز) با مشخصات ولتاژ شبکه انتقال به صورت دستی توسط بهره‌بردار و یا به صورت اتوماتیک انجام می‌گیرد و نهایتاً آمادگی واحد برای وصل به شبکه با نمایش علامت خاص در تابلوهای کنترل، اعلام می‌شود.

^۱ Standstill Mode Fulfilled

^۲ Ready to Start

مرحله پنجم: سنکرون شدن مشخصات ولتاژ ژنراتور واحد با مشخصات ولتاژ شبکه و بسته شدن کلید قدرت سمت ژنراتور

بعد از مساوی شدن دامنه و فرکانس ولتاژهای دو منبع (ژنراتور واحد و شبکه انتقال) و همسان شدن زاویه فاز آنها، واحد اعلام آمادگی خود را برای بسته شدن کلید قدرت سمت ژنراتور ظاهر می‌سازد. در این لحظه با بسته شدن کلید ژنراتور (به صورت اتوماتیک یا به صورت دستی)، ژنراتور به ترانسفورماتور قدرت واقع در پست نیروگاه متصل می‌شود و واحد آماده تحویل انرژی الکتریکی به شبکه انتقال و مصرف می‌گردد. در صورتی که آرایش مدار اتصال واحد به شبکه بدون وجود کلید قدرت ژنراتور باشد، برای سنکرون شدن از کلید قدرت واقع در سمت فشار قوی ترانسفورماتور اصلی هر واحد (کلید قدرت سمت خط ورودی به سوئیچ‌گیر^۱ فشار قوی) استفاده خواهد شد.

مرحله ششم: تحویل انرژی الکتریکی به شبکه انتقال

بعد از بسته شدن کلید قدرت و یکپارچه شدن مدار تولید و انتقال انرژی الکتریکی، انرژی الکتریکی به شبکه تزریق می‌شود. مقدار قدرت اکتیو (مگاوات)، مطابق درخواست مرکز کنترل و نظارت بر شبکه انتقال سراسری (مرکز دیسپاچینگ) و بر اساس منحنی‌های بار و توانایی هر واحد نیروگاه انجام می‌شود. در واقع در ساعات پیک، واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای شروع به تولید انرژی الکتریکی جهت تعدیل بار در شبکه می‌کنند و در ساعات کم‌باری، این نیروگاه‌ها مجدداً در وضعیت مصرف برق قرار می‌گیرند.

۲-۲-۴-۲- توقف واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای

توقف واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای به دو صورت اصلی زیر انجام می‌شود [۵۴-۵۶]:

الف) توقف عادی^۲

ب) توقف اضطراری^۳

حالت توقف اضطراری نیز به دو حالت "توقف اضطراری سریع" و "توقف اضطراری کند" تقسیم می‌شود.

توقف عادی طبق برنامه از پیش تعیین شده برای تولید انرژی توسط هر واحد نیروگاه و یا بر اساس تصمیم بهره‌بردار، انجام می‌شود [۵۴-۵۶]. در این حالت ابتدا بارهای اکتیو و راکتیو، به تدریج از روی واحد برداشته می‌شود و سپس فرمان توقف عادی صادر می‌شود. واحد طی زمان از پیش تنظیم شده، که در زمان آزمایش‌های نهایی تجهیزات و اولین راه‌اندازی واحد (و براساس مشخصات فنی تجهیزات) تعیین شده است، متوقف می‌گردد.

توقف اضطراری واحد معمولاً به صورت اتوماتیک، در اثر بروز خطاها^۱ و عیب‌های مهم در سامانه، وجود نقص در قسمتی از اجزای با اهمیت واحد و یا اشکالات مربوط به تجهیزات جنبی و کمکی مرتبط با بهره‌برداری، صورت

^۱ Switchgear

^۲ Normal Stop

^۳ Shut Down or Emergency Stop

می‌گیرد [۵۴-۵۶]. وسایل و ادوات اندازه‌گیری و رله‌های حفاظتی تجهیزات نیروگاه برای تشخیص وضعیت کارکرد و عیب‌های ایجاد شده در تجهیزات مکانیکی و الکتریکی به کار گرفته می‌شوند. تجهیزات و رله‌های حفاظتی، بسته به نوع عیب و خطا، فرمان‌های مربوط به توقف واحد را صادر می‌کنند. در فرمان‌های مربوط به رله‌های حفاظتی، زمان قطع مربوط به انواع عیب‌ها از قبل تعریف و تنظیم شده است.

۲-۴-۳- حالت‌های مختلف بهره‌برداری از واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای

حالت‌های مختلف بهره‌برداری از واحدهای تلمبه-ذخیره‌ای به صورت زیر است [۵۴-۵۶]:

- حالت توقف کامل: در این حالت واحد به طور کامل متوقف است. کلید ژنراتور باز، سیستم تحریک از مدار خارج و دریچه‌های تنظیمی توربین و شیر اصلی ورودی آب بسته است. سامانه گاورنر نیز خاموش می‌باشد.
- حالت گردش مکانیکی: در این حالت واحد با شبکه سراسری سنکرون نمی‌باشد و کلید ژنراتور باز است. سامانه تحریک از مدار خارج است ولی واحد در حالت بی‌باری و در سرعت نامی در حال چرخش است و شیر اصلی ورودی آب به طور کامل باز است. در این میان دریچه‌های تنظیمی توربین در موقعیت گردش بدون بار واحد قرار دارند. گاورنر در حالت کنترل سرعت^۲ قرار دارد.
- حالت آماده به کار^۳: این حالت مانند حالت گردش مکانیکی می‌باشد با این تفاوت که سامانه تحریک ژنراتور در مدار است و کلید میدان تحریک بسته است. کلید ژنراتور باز است و دریچه‌های تنظیمی توربین در موقعیت سرعت تنظیم شده (برای حالت بی‌باری) قرار دارد. گاورنر در حالت کنترل سرعت قرار دارد و بر اساس مقدار سرعت مرجع تعریف شده، میزان بازشدگی دریچه‌های تنظیمی را مشخص می‌کند.
- حالت تولید: در این حالت بهره‌برداری، ژنراتور به وسیله واحد سنکرون کننده اتوماتیک و رله کنترل سنکرون با شبکه قدرت سنکرون می‌شود. برای این کار اختلاف فرکانس ولتاژ ژنراتور و فرکانس ولتاژ شبکه توسط گاورنر به کمتر از ۰/۲ هرتز کاهش می‌یابد. همچنین سطح ولتاژ ترمینال ژنراتور بر سطح ولتاژ شبکه، به وسیله تنظیم کننده اتوماتیک ولتاژ سامانه تحریک، منطبق و نهایتاً اختلاف زاویه بین دو ولتاژ به کمتر از ۵ درجه کاهش می‌یابد. کلید ژنراتور پس از سنکرون شدن بسته می‌شود و واحد شروع به بارگیری می‌نماید.
- حالت جبران کننده سنکرون (کندانسور سنکرون^۴): در این حالت بهره‌برداری واحد ابتدا طبق حالت تولید با شبکه سراسری برق سنکرون می‌شود، در این شرایط کلید ژنراتور بسته و سامانه تحریک در مدار قرار دارد. متعاقباً برای رفتن به حالت جبران کننده سنکرون، رله توان معکوس سامانه حفاظت ژنراتور غیرفعال می‌شود و

^۱ Faults

^۲ Speed Control Mode

^۳ Standby Mode

^۴ Synchronous Condenser Mode

وضعیت بازشدگی دریچه‌های تنظیمی ابتدا به موقعیت بی‌باری تغییر وضعیت می‌دهد و سپس به کم‌تر از این مقدار کاهش می‌یابد. برای آنکه واحد در حالت سنکرون بماند شروع به جذب توان اکتیو از شبکه می‌نماید. در نهایت دریچه‌های تنظیمی و شیر اصلی ورودی نیز کاملاً بسته می‌شود. در این حالت با استفاده از سامانه هوای فشرده، سطح آب در لوله مکش توربین به پایین رانده می‌شود و پره‌های توربین بیرون از آب قرار می‌گیرد و در نتیجه مقدار جذب توان اکتیو از شبکه کاهش می‌یابد.

۲-۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای به عنوان حالت خاصی از نیروگاه‌های برق‌آبی که از مکانیزم ذخیره‌سازی انرژی پتانسیل آب در زمان‌های کم‌باری و آزادسازی این انرژی پتانسیل در زمان‌های پیک مصرف استفاده می‌کند، نمونه بارزی از ذخیره‌سازهای انرژی است که می‌توان از مکانیزم عملکردی آن جهت جبران بخشی از پیک بار الکتریکی و افزایش قابلیت اطمینان شبکه برق بهره برد. این نیروگاه‌ها به علت راه‌اندازی سریع و آسان، عدم تولید آلاینده‌های مختلف و طول عمر بالا، به عنوان تکنولوژی نوین در حوزه برق‌آبی مورد توجه بسیاری از کشورهای جهان قرار گرفته است و نمونه بارز این نوع نیروگاه در ایران، نیروگاه تلمبه-ذخیره‌ای سیاه بیشه است. در این فصل از ضابطه، به بررسی ذخیره‌سازهای تلمبه ذخیره‌ای پرداخته شد. مباحث این فصل شامل ساختار کلی این نوع ذخیره‌ساز، شرکت‌های فعال در زمینه طراحی و نصب تجهیزات مربوطه، بررسی تجهیزات و بخش‌های مختلف این نوع ذخیره‌ساز و در نهایت الزامات طراحی و بهره‌برداری بود.

فصل ۳

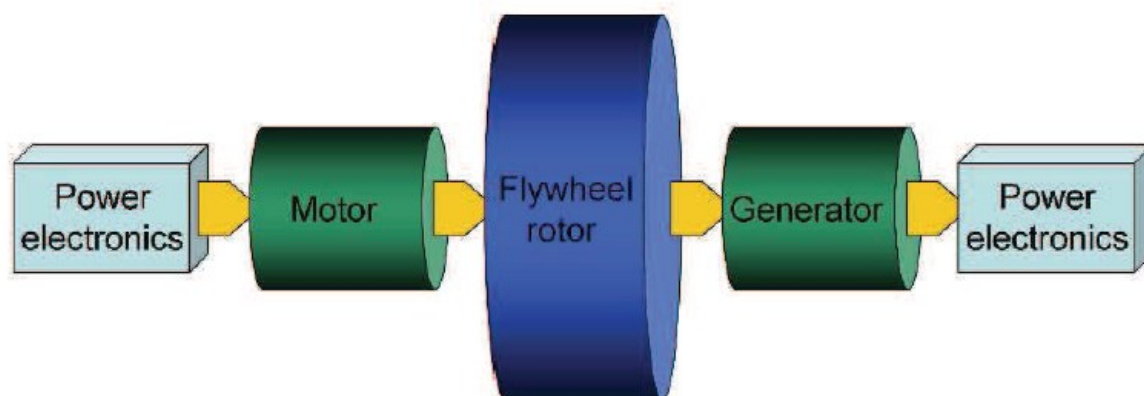
اصول طراحی، ساخت و بکارگیری
چرخ طیار

مقدمه

در این فصل به اصول طراحی، ساخت و بکارگیری چرخ طیار پرداخته می‌شود. آشنایی و شناخت اجزاء و نحوه عملکرد آنها در چرخ طیار به همراه روابط فیزیکی حاکم بر هر یک تشکیل دهنده مطالب این فصل خواهد بود. همچنین ملاحظات ایمنی و استانداردهای مرتبط با این سیستم ذخیره‌ساز ارائه خواهد شد.

۳-۱- روابط و معادلات فیزیکی حاکم بر چرخ طیار

اجزای اصلی یک سیستم ذخیره انرژی چرخ طیار شامل ماشین الکتریکی، روتور، یاتاقان‌ها و تجهیزات الکترونیک قدرت می‌باشد. بخش مرکزی هر واحد FESS^۱، روتور آن است. هنگامی که تنظیمات چرخش در این ذخیره‌سازها انجام می‌شود و روتور با سرعت زاویه‌ای حرکت می‌کند، انرژی مکانیکی را ذخیره می‌کند. شتاب روتور توسط یک ماشین الکتریکی که معمولاً یک واحد ترکیبی از موتور/ژنراتور است، افزایش یا کاهش می‌یابد. انرژی ذخیره شده در روتور با افزایش سرعت روتور به سرعت‌های بالاتر افزایش می‌یابد، یعنی FESS شارژ می‌شود. در سیستم‌های الکترومکانیکی، روتور توسط ماشین الکتریکی که در حالت موتور کار می‌کند، شتاب می‌گیرد. در صورت نیاز، انرژی ذخیره شده در روتور می‌تواند با کار ماشین در حالت ژنراتور و تولید برق آزاد شود. تعیین شرایط کار ماشین الکتریکی در حالت موتور یا ژنراتور بر عهده سیستم‌های الکترونیک قدرت است. شکل ۳-۱ جهت انتقال توان در سیستم چرخ طیار را نشان می‌دهد [۵۷].



شکل ۳-۱: شماتیک نشان دهنده انتقال توان در سیستم چرخ طیار

همان‌طور که از رابطه (۳-۱) مشخص است، انرژی ذخیره شده در چرخ طیار به مشخصات روتور بستگی دارد. طبق این رابطه انرژی ذخیره شده در یک چرخ طیار را می‌توان با افزایش سرعت چرخش (ω) یا افزایش ممان اینرسی (I)

^۱ Flywheel Energy Storage System

بهینه نمود. این شرایط دو حالت سرعت پایین (معمولا تا ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه) و سرعت بالا (تا ۱۰۰۰۰۰ دور بر دقیقه) را برای FESS فراهم می‌کند [۵۸].

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad ۱-۳$$

معمولا چرخ طیار در محدوده بین ω_{min} و ω_{max} کار می‌کند تا از تغییر ولتاژ خیلی زیاد جلوگیری کند و حداکثر گشتاور ماشین الکتریکی را به یک ضریب توان معین محدود کند. انرژی مفید چرخ طیار وقتی که سرعت آن در محدوده حداقل سرعت (ω_{min}) و حداکثر سرعت (ω_{max}) است، از رابطه (۲-۳) محاسبه می‌گردد.

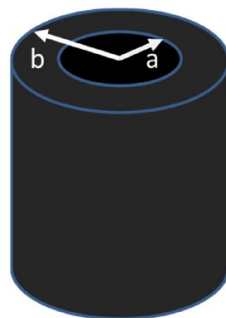
$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = \frac{1}{2} I \omega_{max}^2 (1 - \frac{\omega_{min}^2}{\omega_{max}^2}) \quad ۲-۳$$

ممان اینرسی تابعی از جرم و شکل روتور است. چرخ طیارها اغلب به صورت استوانه‌های جامد (مانند نوع دیسکی^۱ و کوتاه) یا توخالی (مانند نوع درام^۲ و بلند) ساخته می‌شوند. برای یک سیلندر جامد یا چرخ طیار نوع دیسکی، ممان اینرسی از رابطه (۳-۳) بدست می‌آید.

$$I = \frac{1}{2} m r^2 \quad ۳-۳$$

که در آن m جرم روتور و r شعاع خارجی است. برای چرخ طیار سیلندری توخالی با شعاع خارجی b و شعاع داخلی a ، همان‌طور که در شکل ۲-۳ نشان داده شده، محاسبه ممان اینرسی با استفاده از رابطه (۴-۳) خواهد بود [۵۸].

$$I = \frac{1}{2} m (b^2 - a^2) \quad ۴-۳$$



شکل ۲-۳: چرخ طیار سیلندری توخالی

^۱ Disc-Type

^۲ Drum-Type

برای چرخ طیار با طول h و چگالی جرمی ρ ، ممان اینرسی از رابطه (۵-۳) بدست می‌آید.

$$I = \frac{1}{2} \pi \rho h (b^4 - a^4) \quad ۵-۳$$

بنابراین محاسبه انرژی جنبشی برای این نوع چرخ طیار به صورت رابطه زیر می‌شود.

$$E = \frac{1}{4} \pi \rho h \omega^2 (b^4 - a^4) \quad ۶-۳$$

حداکثر سرعت روتور که ممکن است چرخ طیار در آن کار کند توسط مقاومت ماده روتور تعیین می‌شود که استحکام کششی نامیده می‌شود. باید یک حاشیه ایمنی مناسب حفظ شود تا تنش ناشی از روتور کمتر از مقاومت ماده روتور باشد. حداکثر تنش یک حلقه چرخشی نازک با رابطه (۷-۳) محاسبه می‌گردد [۵۸].

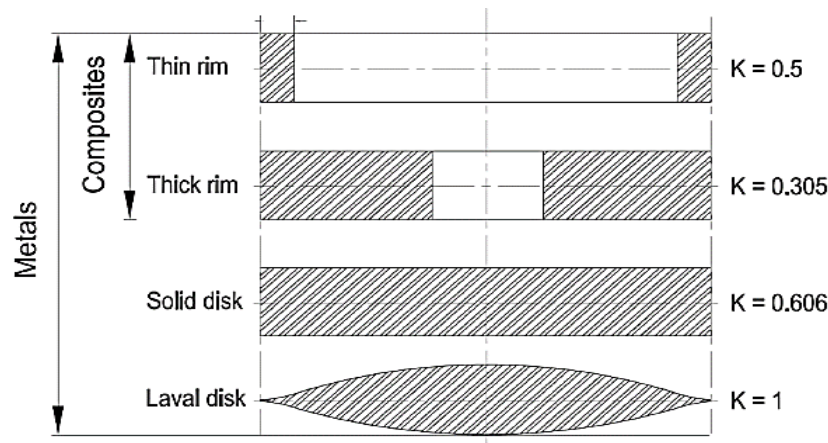
$$\sigma_{max} = \rho r^2 \omega^2 \quad ۷-۳$$

که در آن σ حداکثر تنش و ρ چگالی مواد چرخ طیار است. روابط پیچیده بسیاری برای هندسه‌های مختلف روتور وجود دارد، اما حداکثر تنش معمولاً متناسب با ρ و مربع سرعت محیطی ($r^2 \omega^2$) است. تاثیر هندسه روتور را می‌توان با استفاده از فاکتور K شکل آن در نظر گرفت. حداکثر انرژی مخصوص و چگالی انرژی از روابط (۸-۳) و (۹-۳) محاسبه می‌شوند.

$$e_{K,m} = \frac{E}{m} = K \frac{\sigma_{max}}{\rho} \quad [J/kg] \quad ۸-۳$$

$$e_{K,v} = \frac{E}{V} = K \sigma_{max} \quad [J/m^3] \quad ۹-۳$$

روابط فوق نشان می‌دهند که انرژی مخصوص (انرژی در واحد جرم) و چگالی انرژی (انرژی در واحد حجم) چرخ طیار به شکل آن بستگی دارند که به صورت فاکتور شکل K در روابط فوق در نظر گرفته شده است. شکل چرخ طیار یک عامل مهم برای تعیین محدوده سرعت چرخ طیار و از این رو حداکثر انرژی قابل ذخیره است. شکل ۳-۳ مقادیر فاکتور شکل K را برای متداول‌ترین هندسه‌های چرخ طیار نشان می‌دهد [۵۸].



شکل ۳-۳: برش مقطعی چرخ‌های مختلف

دیسک لاوال^۱ دارای فاکتور شکل $K=1$ است. این دیسک دارای خصوصیتی همچون برابری اجزای تنش‌ی شعاعی و مماسی در کل دیسک است. بسته به ماده استفاده شده، شکل بهینه چرخ طیار متفاوت خواهد بود. مواد ایزوتروپیک^۲ مانند فولاد، هم در جهت شعاعی و هم در جهت مماسی از مقاومت یکسانی برخوردار هستند. مواد آنیزوتروپ^۳ مانند کامپوزیت‌های تقویت شده با فیبر، دارای مقاومت کششی^۴ یک طرفه هستند، یعنی در جهت الیاف طولی دارای مقاومت بیشتری هستند. همان‌طور که در شکل ۳-۳ نشان داده شده است، شکل‌هایی وجود دارند که برای این نوع مواد مناسب‌ترند. چرخ طیار با ریم^۵ نازک (سیلندر دایره‌ای توخالی) یک گزینه مناسب برای مواد کامپوزیتی است، زیرا این هندسه مقاومت یک طرفه بالاتری نسبت به فیبر دارد. در مرجع [۵۹-۶۱] بیان شده که یک استوانه دایره‌ای توخالی حالتی بهینه برای شکل روتور کامپوزیت چرخ طیار است.

برای چرخ‌های با چند ریم، مقدار انرژی ذخیره شده به صورت رابطه (۳-۱۹) تغییر می‌نماید [۶۲].

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} \rho \pi h \omega^2 \sum_{j=1}^n [(r_o^j)^4 - (r_i^j)^4] \quad ۱۰-۳$$

که در آن ω سرعت چرخش، ρ چگالی، h ارتفاع روتور، n تعداد ریم روتور و r_o^j و r_i^j شعاع داخلی و خارجی ریم شماره j هستند.

^۱ Laval disk

^۲ Isotropic

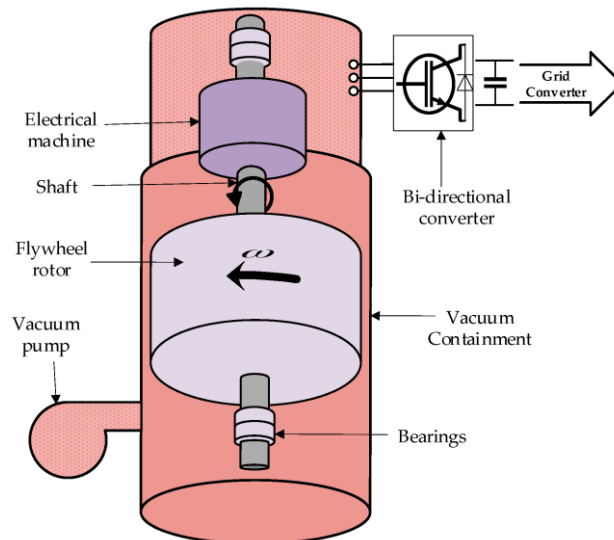
^۳ Anisotropic

^۴ عبارت است از بیشینه تنش که یک جسم در هنگام کشیده شدن از طرفین، تا قبل از این که مقطع نمونه، به صورت قابل توجهی باریک شود، می‌تواند تحمل کند.

^۵ Rim

۳-۲- ساختار و اجزای چرخ طیار

اجزای اصلی یک سیستم ذخیره‌ساز چرخ طیار، ماشین الکتریکی (موتو/ژنراتور)، روتور، یاتاقان، محفظه خلاء و مبدل الکترونیک قدرت می‌باشند. در شکل ۳-۴ اجزای اصلی سیستم ذخیره‌ساز انرژی مکانیکی چرخ طیار نشان داده شده‌اند [۵۸].



شکل ۳-۴: ساختار و اجزای اصلی یک سیستم چرخ طیار

۳-۲-۱- یاتاقان‌ها^۱

یاتاقان به منظور نگه داشتن روتور در حالت تعلیق با اصطکاک بسیار کم لازم است. در عین حال یک مکانیزم پشتیبانی برای چرخ طیار فراهم می‌کند. یاتاقان‌های مورد استفاده در ذخیره‌سازهای انرژی چرخ طیار به سه دسته یاتاقان‌های مغناطیسی، مکانیکی و یاتاقان‌های ترکیبی تقسیم می‌شوند. یاتاقان‌های مغناطیسی ممکن است از نوع مغناطیس دائم (غیرفعال)^۲، مغناطیس فعال^۳ یا از نوع یاتاقان‌های مغناطیسی ابررسانا^۴ باشند، که یاتاقان‌های مغناطیسی ابررسانا به یاتاقان‌های مغناطیسی ابررسانای دما پایین و یاتاقان‌های مغناطیسی ابررسانای دما بالا تقسیم می‌شوند [۵۸]. یاتاقان‌های مکانیکی بهترین گزینه برای ذخیره‌سازهای چرخ طیار با سرعت کمتر از ۲۰۰۰۰ دور در دقیقه و یاتاقان‌های مغناطیسی برای ذخیره‌سازهای با سرعت‌های بیشتر از ۴۰۰۰۰ دور در دقیقه مناسب می‌باشند [۶۳]. یاتاقان‌های

^۱ Bearing

^۲ Permanent (Passive) Magnetic Bearing (PMB)

^۳ Active Magnetic Bearing (AMB)

^۴ Superconducting Magnetic Bearing (SMB)

مکانیکی^۱ نسبت به یاتاقان‌های مغناطیسی اصطکاک بیشتری دارند و همچنین به علت کاهش عملکرد روغن، نیاز به نگهداری بالاتری دارند. این مشکلات ممکن است با استفاده از یک سیستم ترکیبی از یاتاقان‌های مغناطیسی و مکانیکی کاهش یابد. از آنجایی که یک یاتاقان مغناطیسی در تماس با روتور یا شفت نیست، تلفات اصطکاکی کم و طول عمر زیاد دارد و نیازی به روغن‌کاری ندارد. این خصوصیات موجب می‌گردد که یاتاقان‌های مغناطیسی برای استفاده در سیستم‌های چرخ طیار سرعت بالا مناسب باشند [۶۴-۵۸].

PMB به دلیل عدم وجود جریان دارای سختی بالا، هزینه و تلفات کم است. با این وجود، محدودیت‌هایی در پایداری دارد و معمولاً به عنوان سیستم یاتاقان کمکی در نظر گرفته می‌شود.

AMB توسط میدان مغناطیسی ایجاد شده از سیم‌پیچ‌های حامل جریان کنترل کننده موقعیت روتور، کار می‌کند. این نوع یاتاقان موقعیت روتور را از طریق سیستم فیدبک و با استفاده از اعمال نیروهای متغیری که بر اساس انحراف موقعیت روتور تعیین می‌شوند، تنظیم می‌نماید. AMB نیاز به هزینه بالا، سیستم کنترل پیچیده و مصرف انرژی دارد که به نوبه خود موجب افزایش تلفات سیستم می‌گردد. تلفات حالت آماده به کار FESS تحت تاثیر جرم AMB قرار می‌گیرد. در نتیجه، افزایش سرعت چرخش و جرم AMB به تلفات آهن و مس AMB می‌افزاید. به منظور ایجاد اطمینان از کارایی خوب سیستم در حالت کلی باید بین سرعت و تلفات مصالحه نمود.

SMB عملکردی با سرعت بالا و بدون اصطکاک دارد. عمر طولانی و پایداری از جمله دیگر مشخصات این نوع یاتاقان است. SMB بهترین یاتاقان مغناطیسی برای کار در سرعت بالاست زیرا می‌تواند چرخ طیار را بدون برق یا سیستم موقعیت‌یابی، پایدار نماید. با این حال یک SMB به دلیل کار کردن در دمای بسیار پایین به یک سیستم خنک کننده برودتی پیشرفته نیاز دارد. اخیراً با استفاده از ابررساناهای دما بالا (HTS)^۲ این مشکل تا حدی برطرف شده است لکن اشکال اصلی سیستم SMB هزینه بسیار بالای آن است.

تلفات پارازیتی^۳ یاتاقان‌های مکانیکی حدود ۵٪ از ظرفیت ذخیره‌سازی کل بر ساعت است مگر این که از سیستم‌های ترکیبی استفاده شود. این عامل در یاتاقان‌های الکترومغناطیسی حدود ۱٪ و در یاتاقان‌های HTS به ۰/۱٪ کاهش می‌یابد [۵۸]. استفاده از یاتاقان‌های ترکیبی، تلفات و پیچیدگی سیستم کنترل را کاهش می‌دهد و همچنین یک راه‌حل پایدار و مقرون به صرفه ارائه می‌نماید.

یک سیستم ذخیره‌ساز انرژی چرخ طیار فشرده با استفاده از یاتاقان‌های ترکیبی مکانیکی-مغناطیسی در مرجع [۶۵] ارائه شده است. در این ذخیره‌ساز از یاتاقان‌های مغناطیسی به منظور حفظ شناوری مغناطیسی در جهت عمودی و از یاتاقان مکانیکی برای حفظ شناوری چرخشی و انتقالی استفاده می‌گردد. در مرجع [۶۶] نیز ترکیبی از SMB و PMB به

^۱ Mechanical ball bearing

^۲ High Temperature Superconducting

^۳ Parasitic

منظور کاهش هزینه سیستم خنک کننده ارائه شده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در این نمونه، از PMB برای کنترل موقعیت روتور چرخ طیار و از SMB برای کاهش ارتعاشات روتور استفاده شده است. با این حال در قابلیت PMB در کنترل سیستم در مواقعی که سرعت زیاد است هنوز اختلاف نظر وجود دارد [۵۸]. در ادامه و در جدول ۱-۳ مقایسه بین سه نوع مختلف یاتاقان آورده شده است [۶۳].

جدول ۱-۳: مقایسه بین یاتاقان‌های مکانیکی، مغناطیسی و HTS

نوع یاتاقان	تلفات توان تقریبی (وات)	مزایا	معایب
مکانیکی (ball)	۵-۲۰۰	ساده، کم هزینه و فشرده	نیاز به روغن کاری، عایق کاری ^۱ ، هاب ^۲ و محور ^۳
مغناطیسی	۱۰-۱۰۰	عملکرد مستقیم روی روتور و امکان پذیر ساختن سرعت بالا	هزینه زیاد، نیاز به یاتاقان Touchdown و قابلیت اطمینان نامعلوم
HTS	۱۰-۵۰	تلفات کم و نیروی زیاد	نیاز به زمان توسعه طولانی، تلفات خنک‌سازی برودتی

۳-۲-۲- ماشین‌های الکتریکی

ماشین الکتریکی (موتور و ژنراتور) در FESS وظیفه تبدیل انرژی در فرآیند شارژ و دشارژ چرخ طیار را برعهده دارد. در زمان شارژ، ماشین به صورت موتور عمل می‌کند و با تغذیه از منبع انرژی الکتریکی چرخ طیار را شارژ می‌نماید. در زمان دشارژ، انرژی مکانیکی ذخیره شده بر روی چرخ طیار با همان ماشین که به صورت ژنراتور عمل می‌کند به انرژی الکتریکی تبدیل و تحویل مصرف کننده می‌شود، از این رو، سرعت چرخ طیار در طول زمان دشارژ کم می‌شود [۵۸].

ماشین‌های الکتریکی متداول مورد استفاده در FESS، ماشین القایی (IM)^۴، ماشین مغناطیس دائم (PM)^۵ و ماشین رلوکتانس متغیر (VRM)^۶ می‌باشند.

^۱ Seal

^۲ Hub

^۳ Axle

^۴ Induction Machine

^۵ Permanent Magnet Machine

^۶ Variable Reluctant Machine

IM به دلیل استحکام و گشتاور زیاد و کم هزینه بودن برای کاربردهای با توان بالا استفاده می‌شود. محدودیت سرعت، کنترل پیچیده و نیاز بیشتر به نگهداری از مشکلات اساسی IMها می‌باشند. نوع قفس سنجابی می‌تواند گزینه کم هزینه‌تری برای کاربردهای با پاسخ کندتر باشد. در مرجع [۶۷] از یک ماشین القایی دوسو تغذیه (DFIM) در FESS استفاده شده است.

VRM بسیار مقاوم است و تلفات بی‌باری^۱ کم و محدوده سرعت گسترده‌ای دارد. در عملکردهای با سرعت زیاد، مکانیزم کنترلی ساده‌تری نسبت به IM دارد. نقاط ضعف این نوع از ماشین‌ها، ضریب توان کم، چگالی توان کم و همچنین رپل گشتاور زیاد است. هر دو نوع سوئیچ رلوکتانس^۲ و سنکرون رلوکتانس^۳ در کاربردهای FESS با سرعت بالا استفاده می‌شوند [۵۸].

PM به دلیل راندمان بالاتر، چگالی توان بالا و تلفات روتور کم یکی از پرکاربردترین ماشین‌ها در FESS است. به دلیل محدودیت‌های سرعت و رپل گشتاور IMها، لرزش و نویز VRMها، PMها در کاربردهای سرعت بالا ترجیح داده می‌شوند. ایراد PM، تلفات بی‌باری ناشی از تلفات جریان گردابی استاتور، هزینه بالا و مقاومت کششی کم آن است. ماشین DC بدون جاروبک (BLDCM)^۴، ماشین سنکرون مغناطیس دائم (PMSM)^۵ و ماشین‌های با آرایه هالباخ (HAM)^۶، انواع اصلی ماشین‌های PM مورد استفاده در FESS می‌باشند. در جدول ۲-۳ ماشین‌های الکتریکی مناسب جهت استفاده در سیستم‌های ذخیره‌ساز چرخ طیار با یکدیگر مقایسه شده‌اند [۵۸-۶۴].

جدول ۲-۳: مقایسه بین ماشین‌های الکتریکی با قابلیت کاربرد در چرخ طیار

نوع ماشین ویژگی	آسنکرون	رلوکتانس متغیر	سنکرون مغناطیس دائم
سطح توان	بالا	متوسط و کم	متوسط و کم
ویژگی توان تلفات روتور	بالا (۰,۷ kw/kg) مسی و آهنی	بالا (۰,۷ kw/kg) آهنی ناشی از شیارها	بالا (۱,۲ kw/kg) ناچیز

^۱ Idling

^۲ Switched Reluctance

^۳ Synchronous Reluctance

^۴ Brushless DC Machine

^۵ Permanent Magnet Synchronous Machine

^۶ Halbach Array Machine

نوع ماشین ویژگی	آسنکرون	رلوکتانس متغیر	سنکرون مغناطیس دائم
تلفات چرخشی	قابل حذف با شار خنثی کننده ^۱	قابل حذف با شار خنثی کننده	غیرقابل حذف - شار ثابت
بازدهی	بالا (۹۳,۵٪)	بالا (۹۳٪)	خیلی بالا (۹۵٪)
نوع کنترل	کنترل برداری	سنکرون: کنترل برداری سوئیچی: DSP ^۲	سینوسی: کنترل برداری دورنقه ای: DSP
اندازه	۱/۸ lit/kw	۲/۶ lit/kw	۲/۳ lit/kw
مقاومت کششی	متوسط	متوسط	کم
ریپل گشتاور	متوسط (۷/۳٪)	بالا (۲۴٪)	متوسط (۱۰٪)
ماکزیمم سرعت / سرعت پایه	متوسط (3 >)	بالا (4 >)	پایین (2 <)
مغناطیس زدایی	ندارد	ندارد	دارد
هزینه	پایین (۲۲ €/kw)	پایین (۲۴ €/kw)	بالا (۳۸ €/kw)
مزایا	هزینه پایین سادگی ساخت بلوغ کامل تکنولوژی قابلیت تنظیم ضریب توان بدون مغناطیس زدایی قابلیت بالای ذخیره سازی انرژی بدون تلفات راه اندازی	مقاوم در برابر گرمای بیش از حد ظرفیت جریان بالا تکرار تنظیمات توسط سیم پیچ تحریک تلفات کم در گشتاور راه اندازی گرم زدایی آسان بازدهی بالا - تلفات کم چگالی توان بالا	بازدهی بالا - تلفات کم چگالی توان بالا چگالی بار بالا چگالی گشتاور بالا حجم کوچک تلفات کم مقاومت روتور بدون تلفات میدان سیم پیچی قابلیت اطمینان بالا روش کنترل ساده انعطاف پذیری اندازه و شکل

^۱ Annulling^۲ Digital signal Processing

ویژگی	نوع ماشین	آسنکرون	رلوکتانس متغیر	سنکرون مغناطیس دائم
معایب		نسبت لغزش روتور بالا سرعت محدود حجم بزرگ توان کم به نسبت کیفیت تلفات بالا- بازدهی کم	ساختار پیچیده ساخت و تولید سخت ضریب توان پایین ریپل گشتاور- ارتعاش و سر و صدا تنظیم دشوار سرعت	مقاومت پایین در برابر دما قابلیت مغناطیس‌زدایی هزینه بالا مواد شکننده کنترل شار فاصله هوایی

۳-۲-۳- محفظه

یکی دیگر از اجزایی که در سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی مکانیکی چرخ طیار وجود دارد، محفظه می‌باشد. این بخش دو وظیفه‌ی مهم :

۱- فراهم کردن محیطی برای مکش گاز

۲- مهار روتور در صورت خرابی

را برعهده دارد. اگر یک چرخ طیار با فشار اتمسفر کار کند، تلفات کششی آیرودینامیکی آن با مکعب سرعت چرخش افزایش می‌یابد. به منظور افزایش عملکرد و ایمنی سیستم و همچنین کاهش تلفات کششی، چرخ طیار در محفظه خلاء قرار می‌گیرد. محفظه بخش ثابت چرخ طیار است و معمولاً از فولاد ضخیم یا مواد دیگری با مقاومت بالا مانند کامپوزیت‌ها ساخته می‌شود.

کارکرد سیستم در فشار بسیار کم نیازمند یک پمپ خلاء و یک سیستم خنک کننده کارآمد برای کنترل گرمای تولید شده از موتور یا ژنراتور و دیگر بخش‌های چرخ طیار است. وقتی توان از طریق ماشین الکتریکی به چرخ طیار وارد یا خارج می‌شود، نشت بسیار کمی می‌تواند ایجاد شود که با درزگیری مناسب محفظه می‌توان آن را حذف نمود. این بدان معناست که پمپ خلاء نیاز به کار مداوم ندارد. عملکرد پمپ خلاء به نوع روتور بستگی دارد. روتورهای کامپوزیت به دلیل ماهیت مواد ماتریسی رزین پلیمری نسبت به فولاد، حداکثر سرعت بیشتری دارند و به فشار خلاء کمتری نیاز دارند. یک روش جایگزین استفاده از مخلوط گازی هوا و هلیوم است که موجب کاهش تلفات کششی آیرودینامیکی و همچنین کاهش پیچیدگی و الزامات سیستم خنک کننده می‌شود [۵۸].

در صورت خرابی روتور، روتورهای کامپوزیتی به قطعات کوچک زیادی شکسته می‌شوند و با چرخش قطعات در داخل محفظه، انرژی آنها با اصطکاک از بین می‌رود. وقتی این اتفاق می‌افتد، در داخل محفظه و صفحات انتهایی محفظه فشار ایجاد می‌شود. اگر هوا در هنگام خرابی به محفظه وارد شود، گرد و غبار قوی با حالت انفجاری ایجاد می‌شود که نیاز به

مهار و کنترل دارد. روتورهای فولادی تک قطعه می‌توانند به چند قطعه تبدیل شوند که برای محفظه مقاومت در برابر آن دشوار است. بنابراین به سیستم‌های مهار بسیار بزرگ نیاز است. می‌توان با ساخت روتور از استک دیسک‌های نازک‌تر، این مشکل را کاهش داد. در طراحی محفظه برای چرخ طیارهای سرعت بالا، وزن محفظه نصف وزن روتور چرخ طیار است و در چرخ طیارهای سرعت پایین این مقدار می‌تواند تا ۲ برابر بزرگتر انتخاب شود [۵۸].

۳-۲-۴- مبدل‌های الکترونیک قدرت

تبدیل انرژی در سیستم ذخیره‌سازی انرژی مکانیکی چرخ طیار توسط ماشین الکتریکی و یک مبدل الکترونیک قدرت دو طرفه انجام می‌شود. انواع مبدل‌های الکترونیک قدرت که می‌توانند در سیستم ذخیره‌سازی چرخ طیار استفاده شوند، مبدل‌های DC-AC، AC-AC و AC-DC-AC یا ترکیبی از اینها هستند. تجهیزات سوئیچینگ کانورترهای توان بر اساس ویژگی‌های عملیاتی و کاربرد آنها انتخاب می‌شوند. این تجهیزات شامل ترانزیستور اتصال دوقطبی (BJT)^۱، ترانزیستور اثر میدانی نیمه هادی اکسید فلزی (MOSFET)^۲، ترانزیستور دوقطبی با گیت عایق شده (IGBT)^۳ و ترایستور (SCR، GTO و MCT) می‌باشند. سوئیچ‌های استفاده شده معمولاً یکسوسازهای سیلیکونی کنترل شده (SCR)^۴، ترایستور خاموش شونده با گیت (GTO)^۵ و IGBT می‌باشند. از SCR و GTO به طور سنتی برای کانورترهای توان فرکانس متغیر استفاده می‌شود. با این حال، IGBT به دلیل قابلیت کارکرد در توان و فرکانس‌های سوئیچینگ بالاتر، در سال‌های اخیر بسیار مورد استفاده قرار گرفته است [۵۸].

توپولوژی BTB^۶ یا AC-DC-AC که به یک خازن لینک DC متصل است؛ به صورت گسترده در سیستم‌های ذخیره‌سازی چرخ طیار مورد استفاده قرار می‌گیرند. کانورترهای موجود در توپولوژی BTB سوئیچ‌های نیمه‌رسانای پل سه فاز هستند که اغلب با روش مدولاسیون پهنای پالس (PWM) کنترل می‌شوند. PWM از پالس‌های مستطیلی استفاده می‌کند و پهنای این پالس‌ها را مدوله می‌کند تا یک شکل موج متغیر تولید شود. پالس‌ها به مبدل الکترونیک قدرت اعمال می‌شوند تا جریان AC سینوسی از ورودی DC تولید شود. کانورتر سمت شبکه، ولتاژ لینک DC را حفظ می‌کند و از مبدل سمت ماشین برای کنترل عملکرد ماشین الکتریکی و چرخ طیار استفاده می‌شود (شکل ۳-۵).

^۱ Bipolar Junction Transistor

^۲ Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor

^۳ Insulated Gate Bipolar Transistor

^۴ Silicon Controlled Rectifier

^۵ Gate Turn off Thyristor

^۶ Back-to-Back

یک مبدل DC به AC که معمولاً به عنوان اینورتر شناخته می‌شود، از یک ورودی ثابت یا متغیر DC، یک خروجی AC با اندازه و فرکانس دلخواه تولید می‌کند. شکل موج خروجی متغیر با تغییر ورودی DC یا تنظیم بهره^۱ اینورتر حاصل می‌شود. کاربردهای گسترده صنعتی اینورترها برای چرخ طیار با کاربرد در درایو موتور AC سرعت متغیر، انرژی‌های تجدیدپذیر، حمل و نقل و منابع تغذیه بدون وقفه (UPS) می‌باشد. در کاربردهای توربین بادی از اینورتر برای اتصال مستقیم چرخ طیار به شبکه یا به لینک DC ژنراتور بادی استفاده می‌شود. در کاربردهای توان بالا و ولتاژ بالا، اینورترهای دو سطحی DC-AC به دلیل تلفات کلیدزنی و محدودیت‌های تجهیزات، به کار در یک فرکانس بالا محدود می‌شوند. اینورترهای چندسطحی، با یک خازن لینک DC اضافه، می‌توانند برای تولید ولتاژهای بالاتر با نرخ تغییر گذرای کمتر THD کاهش یافته، استفاده شوند. توپولوژی‌های مبدل چند سطحی رایج در صنعت، مبدل‌های دیودی یا NPC^۲، مبدل‌های CHP^۳ و مبدل‌های FC^۴ می‌باشند [۵۸].

مبدل AC به AC یا مبدل ماتریسی (MC)^۵ مجموعه‌ای از ۹ سوئیچ دوطرفه با آرایشی است که در آن امکان اتصال هر یک از فازهای خروجی مبدل به هر یک از فازهای ورودی امکان‌پذیر شده است (شکل ۳-۵). MC برای تغییر دامنه، فرکانس و فازهای شکل موج بین دو سیستم AC آسنکرون استفاده می‌شود. این مبدل‌ها پس از پیدایش BJT به گزینه‌ای مناسب جهت جایگزینی BTB تبدیل شدند. مقایسه مبدل‌های MC و BTB در مرجع [۶۹] آورده شده است. از آنجایی که MCها خازن یا سلف‌های بزرگ برای ذخیره انرژی ندارند، اندازه آنها کوچک است و وزن کمتری دارند. اما نبود خازن ذخیره انرژی، حداکثر نسبت انتقال ولتاژ آنها را به ۸۶٪ محدود می‌کند. از این حد می‌توان با هزینه اجزای فرکانس پایین نامطلوب در شکل موج ورودی و خروجی، عبور کرد. در کاربردهایی از چرخ طیار مانند بازیابی ولتاژ دینامیکی (به منظور کاهش افت ولتاژ) مبدل‌های ماتریسی استفاده می‌شوند. انتخاب مبدل MC قابلیت اطمینان سیستم را بهبود داده و چگالی توان را افزایش می‌دهد.

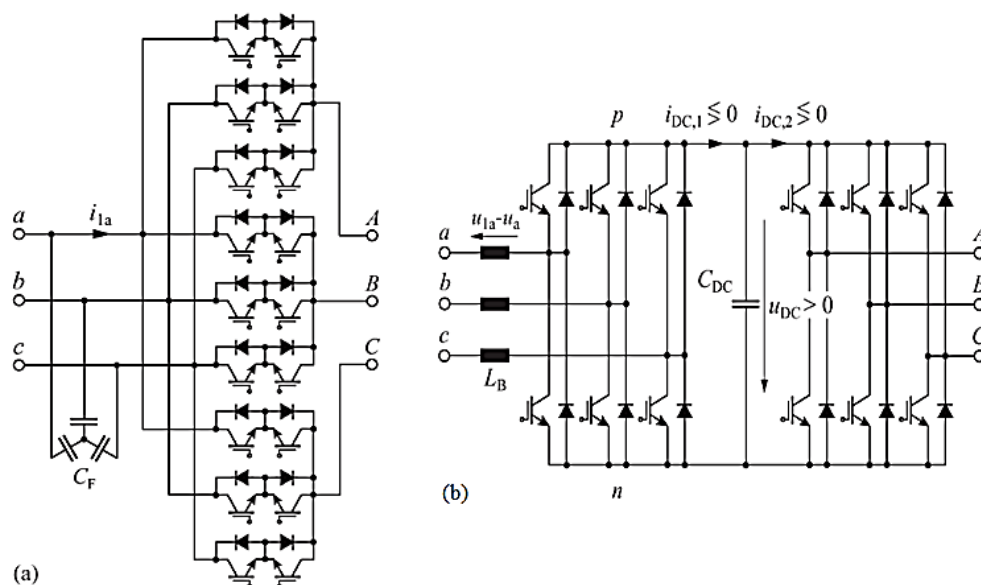
^۱ Gain

^۲ Neutral-Point-Clamped

^۳ Cascaded H-Bridge

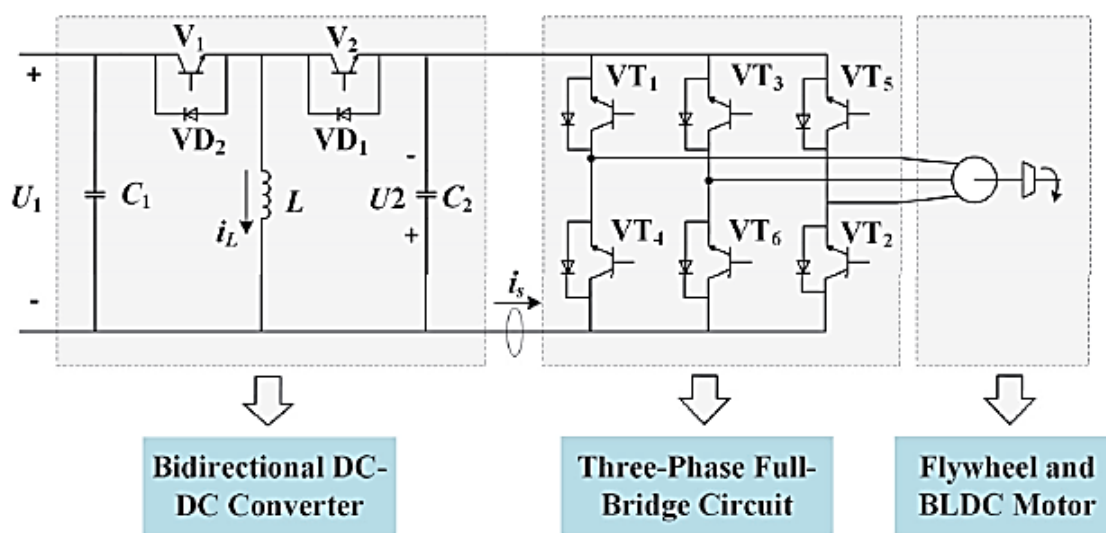
^۴ Flying Capacitor

^۵ Matrix Converter



شکل ۳-۵: (a) مبدل MC و (b) مبدل V-BTB^۱ [۶۹]

همچنین می‌توان از یک ساختار آبشاری مبدل DC-DC و DC-AC برای کاربردهای FESS متصل به ریزشبه DC استفاده نمود. در شکل ۳-۶ شماتیک استفاده از مبدل DC-DC در یک نمونه چرخ طیار آورده شده است.



شکل ۳-۶: استفاده از مبدل DC-DC در سیستم ذخیره انرژی چرخ طیار

در مواردی که سرعت دشارژ چرخ طیار کم است، به منظور تنظیم ولتاژ خروجی، یک مبدل بوست DC-DC در لینک DC بین مبدل‌های BTB متصل می‌شود. مبدل بوست را می‌توان در هنگام شارژ با یک کلید بای‌پس نمود.

^۱ Voltage DC-link Back-to-Back Converter

فرکانس کلیدزنی بالاتر برای اینورتر و یکسوساز، ریپل جریان را کاهش و پهنای باند کنترلی را افزایش می‌دهد، اما تلفات کلیدزنی افزایش می‌یابد. علاوه بر این، کلیدزنی سریع کانورتر موجب کاهش هارمونیک‌های مرتبه بالاتر و تولید امواج سینوسی بهبود یافته می‌شود. با قرار دادن فیلترهای AC در سمت AC مبدل‌ها می‌توان هارمونیک‌ها را به مقدار بیشتری کاهش داد. فیلترها می‌توانند ریپل جریان، خرابی سیم‌پیچ و تلفات را کاهش دهند [۵۸].

۳-۲-۵- روتور

ذخیره‌سازهای چرخ طیار به دو نوع سرعت بالا (تا ۱۰۰۰۰۰ دور بر دقیقه) و سرعت پایین (تا ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه) تقسیم می‌شوند. روتورهای با سرعت پایین معمولاً از مواد فلزی سنگین‌تری ساخته می‌شوند و توسط یاتاقان‌های مکانیکی و مغناطیسی پشتیبانی می‌شوند. روتورهای با سرعت بالا معمولاً از مواد کامپوزیت سبک‌تر اما مقاوم‌تری ساخته شده و توسط یاتاقان‌های مغناطیسی پشتیبانی می‌شوند [۵۸]. در جدول ۳-۳ مشخصات و نوع مواد استفاده شده در چرخ طیارهای با سرعت بالا و سرعت پایین فراهم شده است [۶۴].

جدول ۳-۳: مشخصات چرخ طیارهای با سرعت بالا و پایین

ویژگی	نوع چرخ طیار	چرخ طیار با سرعت پایین	چرخ طیار با سرعت بالا
مواد روتور	مواد کامپوزیت: شیشه و فیبر کربن	فولاد	مواد کامپوزیت: شیشه و فیبر کربن
ماشین الکتریکی	آسنکرون، سنکرون مغناطیس دائم و ماشین رلوکتانسی	سنکرون مغناطیس دائم و ماشین رلوکتانسی	سنکرون مغناطیس دائم و ماشین رلوکتانسی
ادغام ماشین الکتریکی و چرخ طیار	بدون ادغام یا ادغام جزئی	ادغام کامل یا جزئی	ادغام کامل یا جزئی
اتم‌سفر محبوس	خلاء جزئی یا گاز سبک	خلاء کامل	خلاء کامل
وزن محفظه	دو برابر وزن روتور	نصف وزن روتور	نصف وزن روتور
یاتاقان‌ها	مکانیکی یا ترکیبی (مکانیکی و مغناطیسی)	مغناطیسی	مغناطیسی
کاربرد اصلی	کیفیت توان	کشش و صنعت هوافضا	کشش و صنعت هوافضا
واحد هزینه	۱	۵	۵

مواد کامپوزیت به موادی گفته می‌شود که از دو یا چند ماده مختلف؛ با خصوصیات ساختاری و شیمیایی کاملاً متفاوت تشکیل شده باشند. علاوه بر این، هر دو کامپوزیت طبیعی و مصنوعی معمولاً از نوعی الیاف نسبتاً قوی تشکیل شده‌اند؛ که تقویت کننده نامیده می‌شود. این الیاف توسط یک چسب ضعیف‌تر که معمولاً ماتریس یا رزین نامیده می‌شود در کنار یکدیگر قرار می‌گیرند. متداول‌ترین کامپوزیت طبیعی چوب است که شامل الیاف سلولزی بلندی است

که توسط ماتریس لیگنین و همی سلولز به هم چسبیده‌اند. قدیمی‌ترین کامپوزیت مصنوعی ساخت بشر هزاران سال قدمت دارد و از علف یا الیاف چوبی ساخته شده که در ماتریسی از خاک رس، گل و کود قرار می‌گیرد. با تغییر نسبت ماتریس به فیبر و همچنین جهت الیاف درون ماده، می‌توان خصوصیات مواد را متناسب با نقش‌های خاص تنظیم نمود. در حالی که امروزه بتن مسلح، یکی از رایج‌ترین کامپوزیت‌ها در جهان است، کلمه کامپوزیت معمولاً برای توصیف یک ماده ساختمانی سبک و مقاوم استفاده می‌شود. در حال حاضر رایج‌ترین کامپوزیت‌های سبک الیاف شیشه یا کربن قرار گرفته در یک ماتریس پلاستیکی (به صورت متداول ساخته شده از اپوکسی) هستند [۷۰]. به منظور آشنایی بیشتر با خصوصیات مواد کامپوزیتی و فلزی مورد استفاده در روتور چرخ طیار، مشخصات برخی از این مواد در جدول ۳-۴ آورده شده است [۶۳].

جدول ۳-۴: مقایسه مشخصات فنی مواد مورد استفاده جهت ساخت روتور چرخ طیار

مواد	چگالی (kg/m^3)	مقاومت کششی (GPa) ^۱	انرژی مخصوص (Wh/kg)
فولاد			
4320 Steel	۷۷۰۰	۱/۵۲	۵۰
AISI 4340	۷۸۰۰	۱/۸۰	۶۴
آلیاژ			
AlMnMg	۲۷۰۰	۰/۶۰	۶۲
تیتانیوم			
TiAl ₆ Zr	۴۵۰۰	۱/۲۰	۷۴
کامپوزیت			
E-glass	۲۰۰	۰/۱۰	۱۴
S-Glass	۱۹۲۰	۱/۴	۲۱۰
Carbon T-1000	۱۵۲۰	۱/۹۵	۳۵۰

با بررسی‌های انجام گرفته در مرجع [۶۲] بر روی روتورهای چرخ طیار با ۱ ریم و ۲ ریم ساخته شده از مواد فلزی و کامپوزیتی مختلف مشخص شده که انتخاب ماده بهینه برای روتور به معیار عملکرد مورد نیاز بستگی دارد. روتورهای کامپوزیتی از نظر انرژی مخصوص عملکرد بهتری دارند، در حالی که در روتورهای فلزی، فاکتور هزینه به ازای واحد انرژی ذخیره شده وضعیت بهتری دارد. بر اساس انرژی جنبشی کل نیز فلزات و کامپوزیت‌ها در یک تراز قرار دارند. همچنین در این مرجع ابزارهای بهبود عملکرد چرخ طیار مورد بررسی قرار گرفته و مشخص شده که روتورهای

^۱ GigaPascal

کامپوزیتی چند ریمی پرس شده^۱ با توالی مواد خاص می‌توانند از نظر انرژی کل یا انرژی مخصوص، نسبت به چرخ طیارهای کامپوزیتی با یک ریم و فلزی عملکرد بهتری داشته باشند. با این حال، هنگامی که انرژی بر هزینه به عنوان معیار عملکرد مد نظر قرار می‌گیرد، روتورهای با ۲ ریم هیچ مزیت قابل توجهی نسبت به روتورهای با ۱ ریم ندارند.

۳-۲-۵-۱- طراحی روتور چرخ طیار

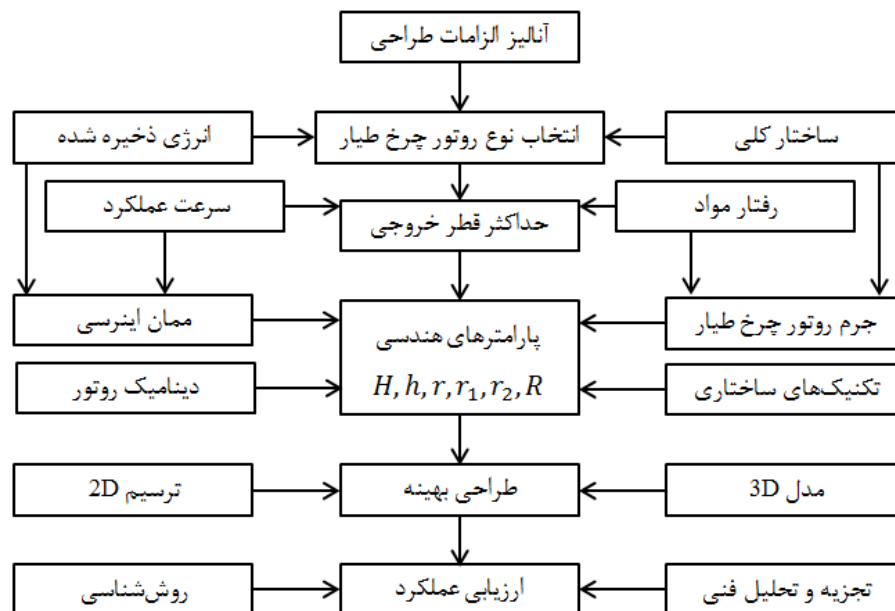
در طراحی سیستم‌های FESS معمولاً دو هدف متفاوت و در عین حال مرتبط با هم دنبال می‌شود. برای کاربردهایی که ذخیره‌ساز چرخ طیار بخشی از یک سیستم متحرک مانند اتومبیل و فضاپیما است، طراحان تلاش می‌کنند تا انرژی جنبشی مخصوص چرخ طیار را به حداکثر برسانند. چنین رویکردی اشاره بر ترکیب مواد روتور با حداکثر مقاومت ویژه دارد که معمولاً با هزینه بالایی همراه است. برای کاربردهای ثابت FESS، به عنوان مثال UPS، ظرفیت ذخیره انرژی و نه جرم چرخ طیار معمولاً یک فاکتور مهم طراحی محسوب می‌شود. چنین سیستم‌هایی معمولاً دارای اندازه قابل توجهی هستند و به حجم زیادی از مواد نیاز دارند. بنابراین هزینه مواد نیز از موارد کلیدی در طراحی در نظر گرفته می‌شود [۵۷]. معمولاً به منظور شبیه‌سازی و بررسی مشخصات روتور چرخ طیار از نرم‌افزارهای Solidwork، MATLAB و Ansys استفاده می‌شود [۷۲ و ۶۴، ۷۱].

۳-۲-۵-۱- الگوریتم طراحی

شکل ۷-۳ الگوریتم طراحی روتور چرخ طیار و عوامل موثر بر آن را نشان می‌دهد. این الگوریتم شامل تجزیه و تحلیل الزامات، نوع روتور، طراحی کلی، طراحی بهینه و ارزیابی عملکرد است. اهداف طراحی کلی، تعیین پارامترهای هندسی چرخ طیار بسته به عامل محدود کننده است. فاکتورها و شرایط بسیار زیادی مانند ساختار چرخ طیار، انرژی ذخیره شده، سرعت عملکرد، رفتار مواد، ممان اینرسی، دینامیک روتور، جرم روتور و قابلیت ساخت باید در نظر گرفته شوند. فرایند طراحی با در نظر گرفتن سایر الزامات و انتخاب نوع روتور آغاز می‌شود. آن گونه که از شکل مذکور نیز پیداست میزان ذخیره‌سازی انرژی و ساختار کلی چرخ طیار از عوامل اصلی و موثر در انتخاب ذکر شده می‌باشند. بعد از این مرحله نوبت به تعیین حداکثر شعاع یا قطر خروجی روتور می‌رسد. رفتار مواد و سرعت عملکردی ماکزیمم و مینیمم از عوامل اصلی و تعیین کننده در این مرحله هستند. در گام سوم، پارامترهای هندسی روتور استخراج می‌شوند. جرم روتور، ممان اینرسی، دینامیک روتور و تکنیک‌های ساختاری موثر در این گام تاثیرگذار می‌باشند. در گام چهارم، طرح بهینه ارائه شده و با ارائه طرح دو بعدی و سه بعدی آن تحلیل‌های لازم صورت می‌گیرد. گام پایانی شامل ارزیابی عملکرد مشتمل بر تجزیه و تحلیل فنی و قرار گرفتن مدل روتور در کنار سایر اجزای چرخ طیار و قرار گرفتن چرخ طیار به صورت مجزا یا متصل به شبکه انرژی در کنار سایر تجهیزات خواهد بود تا از عملکرد آن اطمینان حاصل شود [۷۳]. در

^۱ Press-Fitted Multi-Rim

ادامه روش طراحی برای روتور نشان داده شده در شکل ۳-۸ به تفصیل ارائه می‌شود. پر واضح و مبرهن است برای طراحی روتورها با ساختارهای متفاوت می‌توان از الگوریتم ارائه شده با ایجاد تغییرات اندک بهره برد.

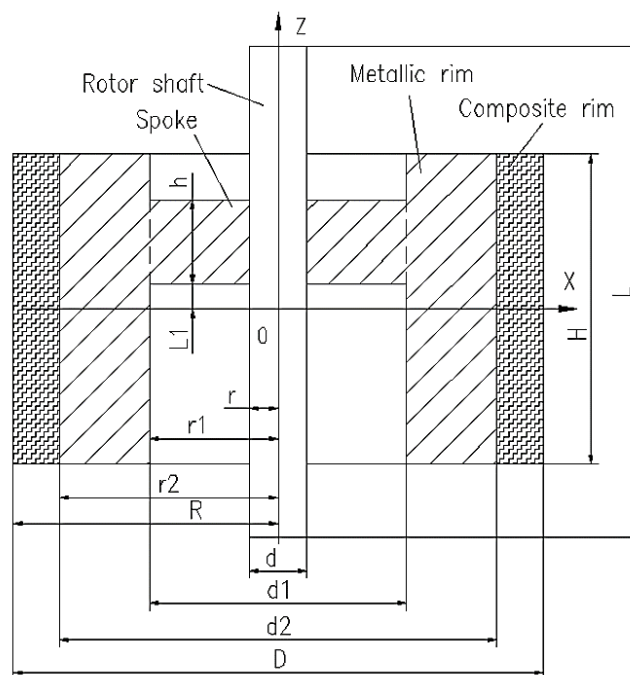


شکل ۳-۷: الگوریتم طراحی روتور و عوامل موثر بر آن

۳-۲-۵-۱-۲- تعیین حداکثر شعاع خارجی

اجزای اصلی روتور چرخ طیار در شکل ۳-۸ نشان داده شده است که شامل شفت فلزی، چرخ طیار، یاتاقان مغناطیسی روتور، دیسک رانشی^۱ و موتور یا ژنراتور می‌باشد. همانگونه که قبلاً گفته شد بر اساس جنس روتور دو نوع پایه از چرخ طیار وجود دارد. چرخ طیارهای نوع اول از فولاد به عنوان ماده اصلی استفاده می‌کنند. نوع دوم چرخ طیارها از یک هاب فلزی و ریم کامپوزیت تشکیل شده که ماده کامپوزیت آن کامپوزیت پیشرفته مانند الیاف کربن یا گرافیت است. هاب فلزی چرخ طیارهای کامپوزیت دارای شکل هندسی و شرایط کار مشابه با چرخ طیارهای فولادی است. روش طراحی در ریم کامپوزیت مشابه است [۷۳].

^۱ Thrust Disk



شکل ۳-۸: اجزای روتور چرخ طیار

الف) تجزیه و تحلیل فشار^۱ (تنش): شکل ۳-۸ نشان می‌دهد که یک هاب فلزی (یا چرخ طیار فولادی) را می‌توان به ریم فلزی و پره^۲ تقسیم نمود. آنها از یک دیسک چرخشی با ضخامت یکنواخت می‌باشند. تنش در یک نقطه از دیسک دارای سه حالت تنش شعاعی σ_r ، تنش مماسی σ_θ و تنش محوری σ_z می‌باشد. از آنجا که سطح دیسک یک سطح آزاد در جهت z است، بنابراین $\sigma_z = 0$ می‌باشد. برای یک ماده ایزوتروپیک تنش‌های شعاعی و مماسی از روابط (۳-۱۱) و (۳-۱۲) بدست می‌آیند [۷۳]. جزئیات چگونگی تعیین این مقادیر در مرجع [۷۱] موجود است.

$$\sigma_r = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + r^2 - \frac{R^2 r^2}{r_i^2} - r_i^2 \right) \quad ۱۱-۳$$

$$\sigma_\theta = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + r^2 + \frac{R^2 r^2}{r_i^2} - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r_i^2 \right) \quad ۱۲-۳$$

که در روابط فوق، r و R شعاع داخلی و خارجی دیسک، μ نسبت پواسون، ρ چگالی ماده، ω سرعت زاویه‌ای و r_i شعاع نقطه نام می‌باشد [۷۳].

^۱ Stress Analysis^۲ Spoke

ب) انتخاب معیارهای خرابی: معیارهای خرابی ریم شامل Tsai-Hill، Tsai-Wu، Maximum Failure و Hoffman است. معیارهای خرابی مواد ایزوتروپیک نیز Tresca Stress، Tresca و Von Mises هستند. محافظه‌کاری بیشتری درمعیار Tresca نسبت به Von Mises وجود دارد. همچنین این معیار برای مواد ایزوتروپیک و شکل‌پذیر^۱ معتبر است. از آنجایی که دیسک به طور کلی از فلز نرم^۲ ساخته می‌شود، از معیار تنش Tresca به عنوان معیار شکست استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن این موارد هنگامی خرابی رخ می‌دهد که حداکثر تنش برشی^۳ در جزء طراحی شده برابر با حداکثر تنش برشی در یک آزمون کششی تک محوری در تنش (استحکام) تسلیم باشد که در رابطه (۱۳-۳) نشان داده شده است. در رابطه (۱۳-۳) σ_1 و σ_3 حداکثر و حداقل تنش‌های اصلی^۴ و $[\sigma]$ تنش تسلیم ایمن می‌باشد [۷۳].

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad ۱۳-۳$$

ج) محاسبه حداکثر شعاع خارجی: حداکثر تنش شعاعی رابطه (۱۱-۳) در $r_i = \sqrt{Rr}$ و حداکثر تنش مماسی در $r_i = r$ بدست می‌آید. موارد مذکور با استفاده از روابط ذیل محاسبه می‌شوند [۷۳].

$$\sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 (R - r)^2 \quad ۱۴-۳$$

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} r^2 \right) \quad ۱۵-۳$$

با مقایسه تنش مماسی $\sigma_{\theta i}$ با حداکثر تنش شعاعی $\sigma_{r \max}$ در نقطه $r_i = \sqrt{Rr}$ رابطه (۱۶-۳) حاصل می‌شود.

$$\sigma_{\theta i} - \sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + r^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} 2Rr \right) - \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 (R - r)^2 > 0 \quad ۱۶-۳$$

هنگامی که در رابطه (۱۱-۳)، $r_i = R$ و $r_i = r$ شود، تنش شعاعی $\sigma_{r i} = 0$ می‌شود و حداکثر تنش معمولاً در شعاع داخلی رخ می‌دهد. از رابطه (۱۵-۳)، روابط ذیل استخراج می‌شوند.

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{\theta \max} = \frac{3 + \mu}{4} \rho \omega^2 \left(R^2 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} r^2 \right) < [\sigma] \quad ۱۷-۳$$

^۱ Ductile

^۲ Plastic Metal

^۳ Shear Stress

^۴ Principal Stresses

$$R < \sqrt{\frac{1}{3 + \mu} \left[\frac{4[\sigma]}{\rho \omega^2} - (1 - \mu)r^2 \right]} \quad ۱۸-۳$$

اگر در طراحی، شعاع داخلی پره مطابق با شفت روتور تعریف شود، آنگاه می‌توان شعاع خارجی آن را از رابطه (۱۸-۳) محاسبه نمود. برای چرخ طیار فولادی، مقدار محاسبه شده، حداکثر شعاع خارجی چرخ طیار و برای چرخ طیار کامپوزیت حداکثر شعاع خارجی هاب فلزی است [۷۳].

۳-۲-۵-۱-۳- تعیین سایر پارامترهای هندسی روتور

مهم‌ترین عملکرد روتور چرخ طیار ذخیره انرژی جنبشی است و باید ممان اینرسی قطبی کافی داشته باشد [۷۳].

الف) ممان اینرسی قطبی^۱: انرژی ذخیره شده توسط چرخ طیار با رابطه (۱۹-۳) محاسبه می‌شود.

$$\Delta E = \frac{1}{2} J (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \eta \quad ۱۹-۳$$

که در آن ΔE انرژی ذخیره شده در چرخ طیار، ω_{max} و ω_{min} حداکثر و حداقل سرعت عملکرد چرخ طیار، J ممان اینرسی چرخ طیار و η راندمان است یعنی:

$$j = \frac{2 \Delta E}{(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \eta} \quad ۲۰-۳$$

ب) ممان اینرسی توزیع شده: روتور چرخ طیار از بخش‌های زیادی تشکیل شده که به هم متصل شده‌اند. بنابر این ممان اینرسی آن برابر با مجموع ممان اینرسی اجزای آن است. شفت، یاتاقان‌های مغناطیسی روتور و دیسک رانشی و موتور/ژنراتور روتور دارای ممان اینرسی J_{ps} هستند که می‌توان بعد از کامل شدن طراحی آن را بدست آورد. ممان اینرسی چرخ طیار $J_{pw} = J_p - J_{ps}$ است. پره، ریم فلزی و ریم کامپوزیت چرخ طیار استوانه‌ای شکل هستند. ممان اینرسی استوانه‌ای^۲ به صورت روابط ذیل تعریف می‌شوند [۷۳].

$$J_p = \frac{m}{2} (r_i^2 + r_o^2) = \frac{\pi \rho h}{2} (r_o^4 - r_i^4) \quad ۲۱-۳$$

$$J_d = \frac{m}{12} [3(r_i^2 + r_o^2) + h^2] \quad ۲۲-۳$$

^۱ Polar Moment

^۲ Cylinders Moment

که J_p ممان اینرسی قطبی و J_d ممان اینرسی استوایی^۱ است. ممان اینرسی چرخ طیار را می‌توان از مجموع ممان اینرسی‌ها بدست آورد.

$$J_{pw} = J_{p1} + J_{p2} + J_{p3} = \frac{\pi \rho_2 h}{2} (r_1^4 - r^4) + \frac{\pi \rho_2 h}{2} (r_2^4 - r_1^4) + \frac{\pi \rho_3 H}{2} (R^4 - r_2^4) \quad ۲۳-۳$$

$$J_{dw} = J_{d1} + J_{d2} + J_{d3} = \frac{m_1}{12} [3(r_1^2 + r^2) + h^2] + \frac{m_2}{12} [3(r_2^2 + r_1^2) + H^2] + \frac{m_3}{12} [3(r_2^2 + R^2) + H^2] \quad ۲۴-۳$$

در روابط فوق J_{p1} ، J_{p2} و J_{p3} به ترتیب ممان اینرسی قطبی پره، ریم فلزی و ریم کامپوزیت، J_{d1} ، J_{d2} و J_{d3} به ترتیب ممان اینرسی استوایی پره، ریم فلزی و ریم کامپوزیت برای مکان مرکز هندسی^۲ و m_1 ، m_2 و m_3 به ترتیب جرم آنهاست. اگر فاصله L_1 بین مراکز هندسی شکل ۳-۸ وجود داشته باشد، می‌توان ممان اینرسی را با استفاده از قضیه محور موازی^۳ محاسبه نمود.

ج) پارامترهای هندسی چرخ طیار: از رابطه (۲۳-۳) روابط (۲۵-۳) و (۲۶-۳) قابل استخراج است [۷۳].

$$H = \frac{2(J_{p2} + J_{p3})}{\pi[\rho_2(r_2^4 - r_1^4) + \rho_3(R^4 - r_2^4)]} = \frac{2(J_{pw} - J_{p1})}{\pi[\rho_2(r_2^4 - r_1^4) + \rho_3(R^4 - r_2^4)]} \quad ۲۵-۳$$

$$m_w = m_1 + m_2 + m_3 = \pi \rho_1 h (r_1^2 - r^2) + \pi \rho_2 H (r_2^2 - r_1^2) + \pi \rho_3 H (R^2 - r_2^2) \quad ۲۶-۳$$

در روابط فوق، m_w جرم چرخ طیار است. پارامترهای هندسی چرخ طیار شامل ضخامت h و شعاع داخلی r برای پره، ضخامت H و شعاع داخلی r_1 و شعاع خارجی r_2 برای ریم فلزی و شعاع خارجی R برای ریم کامپوزیت است (شکل ۳-۸). یک روش کلی برای تعیین این پارامترها این است که در گام اول r بر اساس شفت روتور متصل شده و h وابسته به سختی و تنش مواد انتخاب می‌شوند. گام دوم انتخاب r_2 در حداکثر شعاع خارجی است و سپس یک مجموعه r_1 و R بر اساس ضخامت ریم کامپوزیت و ریم فلزی انتخاب می‌شوند و در نهایت بر اساس حداقل ضخامت شعاعی، ساختار قابل ساخت و تولید انتخاب می‌گردد. در مرحله سوم پارامترهای H ، m_w ، J_p و J_d را می‌توان از روابط (۲۳-۳) تا (۲۶-۳) محاسبه نمود. در پایان تمام پارامترهای هندسی بدست می‌آیند و برای بهینه‌سازی لازم است که همه آنها همزمان تجزیه و تحلیل شده و مورد بررسی قرار گیرند [۷۳].

^۱ Equatorial Moment

^۲ Centroid

^۳ Parallel-Axis Theorem

۳-۳- حداقل کردن تلفات در چرخ طیار

در هر فرایند ذخیره انرژی، تلفات سیستم در هنگام تبدیل انرژی بر کارایی کلی سیستم موثر است. علاوه بر این، تلفات بی‌باری بر میزان دشارژ خودی و زمان احتمالی حفظ انرژی تاثیر می‌گذارد. در ذخیره‌ساز چرخ طیار، تلفات بی‌باری شامل تلفات اصطکاک، تلفات ناشی از مقاومت هوا^۱ و تلفات آهنی است. در هنگام شارژ و دشارژ، تلفات مسی و سایر تلفات مربوط به جریان بار نیز اضافه می‌شوند. حداقل نمودن انواع تلفات، هدف نهایی در هر سیستم ذخیره انرژی است.

کاهش تلفات اصطکاک با جایگزینی یاتاقان‌های مکانیکی کلاسیک با SMB و PMB حاصل می‌شود. محور عمودی چرخ طیار توسط SMB پشتیبانی می‌شود، در حالی که PMB پشتیبانی شعاعی را فراهم می‌کند و بار SMB را کاهش می‌دهد. SMB بر اساس آرایه هالباخ آهنرباهای طبیعی Nd-Fe-B (مونتاژ شده در ابررساناهای اکسید مس باریم اتریوم) ساخته می‌شود. از روش المان محدود برای محاسبه توزیع میدان و نیروی شناوری استفاده می‌گردد و در نتیجه دینامیک سیستم بهبود می‌یابد. محفظه خلاء نیز برای کاهش تلفات ناشی از مقاومت هوا مناسب است. اقدامات احتیاطی در طراحی ماشین PM موجب می‌شود که تلفات بی‌باری آن کمتر یا مساوی SMB آن باشد.

استفاده از ابررساناهای دما بالا (HTS) به کاهش میزان انرژی موردنیاز برای خنک‌سازی کمک می‌کند. دمای عملکردی HTS باید با دقت انتخاب شود زیرا عملکرد آن به مقدار زیادی تحت تاثیر دما قرار می‌گیرد. نیروی دافعه یاتاقان در ۵۰ درجه کلوین یک و نیم برابر مقدار آن در ۸۰ درجه کلوین و تلفات چرخشی در ۵۰ درجه کلوین یک سوم آن در ۸۰ درجه کلوین است. با این حال، سختی مغناطیسی جانبی در ۵۰ درجه کلوین کمتر از ۸۰ درجه کلوین است. نیتروژن جامد تولید شده توسط انرژی الکتریکی مازاد در حالت شارژ می‌تواند توده HTS را در دمای ۶۴ درجه کلوین خنک نگه دارد، حتی در زمانی که سیستم خنک کننده فوق سرد^۲، خاموش باشد.

از FESS مبتنی بر HTS برای تنظیم سطح توان خروجی یک صفحه خورشیدی استفاده می‌شود. همچنین این FESS می‌تواند با یک IM که ساختار سیم‌پیچ آن قابلیت تغییر تعداد قطب‌های مغناطیسی را دارد، یکپارچه شود. در چنین ذخیره‌سازهای چرخ طیار سرعت پایین، عملکرد ماشین می‌تواند بین موتور و ژنراتور تعویض شود در حالی که به طور مستقیم به منبع فرکانس ثابت (بدون مبدل الکترونیکی توان) متصل است [۷۴].

در FESS سرعت بالای محصور در خلاء، AMB انتخاب مناسب برای سیستم تعلیق است. AMB از نیروهای مغناطیسی ناشی از سیم‌پیچ‌های تحریک برقی استفاده می‌کند تا شفت چرخان را در موقعیت دلخواه نگه دارد. استفاده از کنترل فیدبک در AMB (که می‌تواند در جهت شعاعی یا محوری عمل کند) اجتناب‌ناپذیر است. با ایجاد اختلال، جریان

^۱ Windage Losses

^۲ Cryocooler

تحریک سیم‌پیچ‌های مخالف تغییر می‌یابد تا نیرویی ایجاد شود که شفت را به موقعیت دلخواه بازگرداند. تا آنجا که به تلفات AMB مربوط می‌شود، یک طراحی بهینه منجر به حداقل تلفات انرژی برای ذخیره طولانی مدت می‌گردد. سرعت روتور و جرم AMB به ترتیب تاثیر زیادی بر تلفات AMB و زمان دشارژ خودی FESS دارند. افزایش جرم AMB و سرعت چرخش منجر به افزایش تلفات آهنی و مسی AMB می‌شود. بنابراین ذخیره انرژی طولانی مدت چرخ طیار با سرعت کم بهینه‌تر است. یاتاقان مغناطیسی شعاعی ترکیبی، از نظر زمان دشارژ بی‌باری عملکرد بهتری از AMB دارند. در AMB محوری با سیم‌پیچ‌های ابررسانا، تلفات جریان گردابی در هسته روتور به جابجایی عمودی روتور بستگی دارد [۷۴].

تلفات ماشین نیز تاثیر زیادی بر کارایی سیستم، نرخ دشارژ خودی و مدت زمان ذخیره انرژی دارد. در یک ماشین PM شار محوری با یک روتور دو طرفه آرایه هالباخ و استاتور سه فاز بدون آهن، تلفات چرخشی به حداقل می‌رسد. تلفات جریان گردابی نسبت به تلفات یاتاقان و مقاومت هوا بیشتر است. در یک PMSM کلاسیک با سرعت بالا، تلفات آهنی استاتور، تلفات جریان گردابی روتور، تلفات سیم‌پیچ DC، تلفات جریان گردابی سیم‌پیچ و تلفات مقاومت هوا از هم جدا می‌باشند. در چرخ طیارهای حلقه‌ای شکل، تلفات مقاومت هوا متناسب با مکعب سرعت چرخش است، در حالی که تلفات جریان گردابی در سیم‌پیچ و هسته چرخ طیار متناسب با مربع سرعت است [۷۴].

۳-۴- ایمنی چرخ طیار

سیستم ذخیره انرژی چرخ طیار در سطح جهانی و به صورت گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد. با این وجود هیچ استاندارد به طور خاص برای ذخیره انرژی چرخ طیار وجود ندارد. در مرجع [۷۵] پروتکل ایمنی چرخ طیار ارائه شده است. این پروتکل به منظور استفاده توسعه دهندگان و کاربران چرخ طیار و همچنین سازمان‌های تهیه کننده استاندارد تدوین شده است. هدف دیگر آن استخراج معیارهای طراحی و روش آزمون قابل استفاده در سیستم‌های ذخیره انرژی مکانیکی به منظور مستندسازی هر چه بیشتر نکات و مسائل ایمنی مرتبط با چرخ طیار است. این پروتکل برای چرخ‌طیارهایی با انرژی جنبشی بیشتر از ۱ مگاژول و حداکثر سرعت بیشتر از ۲۰۰ متر بر ثانیه قابل استفاده است.

۳-۴-۱- عوامل بروز خرابی در چرخ طیار

مکانیسم‌های خرابی چرخ طیار تا حد زیادی به ساختار روتور و مواد استفاده شده در آن بستگی دارد. خرابی ساختاری روتور جدی‌ترین خطر بالقوه است. خرابی ساختاری روتور که در آن روتور به جسم‌های پرتاب شونده با انرژی جنبشی قابل توجه تجزیه می‌شود، به عنوان ترکیدگی شناخته می‌شود. از لحاظ تئوری، روتورهای فولادی در معرض ترکیدن سه تویی هستند که در آن روتور با شکستن به سه قطعه به طرز فاجعه‌باری از کار می‌افتد. در حالت مقایسه،

خرابی‌های روتور فولادی بسیار پیچیده‌تر است. ریم‌های کامپوزیت کمتر در معرض این نوع مکانیسم خرابی قرار دارند، اما پتانسیل انتقال مقادیر مخرب انرژی جنبشی به داخل محفظه یا محیط را دارند.

ترکیدن روتور فولادی موجب تولید پرتابه‌های پرانرژی می‌شود که در یک صفحه شعاعی حرکت می‌کنند. در واقع روتور شل با ترکیدن خود می‌تواند محفظه را درگیر کند. در واقع یک ضربه زاویه‌ای تولید شده که محفظه را از پایه جدا کرده و می‌چرخاند و در نتیجه منجر به خرابی آن از طریق نیروهای گریز از مرکز می‌شود. باقی‌مانده خرابی‌ها نیز در یک صفحه به صورت شعاعی حرکت می‌کنند. وقتی قطعات متلاشی شده پرانرژی با مقاومت دیواره سلول آزمایش یا ساختار مهار روبه‌رو می‌شوند در جهت محوری هدایت می‌شوند. بارهای محوری زیاد در هر دو محیط آزمایشی و عملیاتی شرایط خطرناک، آسیب‌دیدگی و تلفات انسانی به همراه دارد [۷۵].

۳-۴-۲- نکات کلی در رابطه با ایمنی چرخ طیار

به دلیل غیر عملی بودن مهار ترکیدن روتور چرخ طیار، روتورهای چرخ طیار باید بر اساس Safety Critical یا Life Critical Components طراحی شوند تا از ترکیدن روتور در طول عمر سیستم جلوگیری شود. بر این اساس، ایمنی چرخ طیار دارای ۲ محور اساسی است [۷۵]:

- صلاحیت طراحی روتور چرخ طیار برای اطمینان از این که روتور تحت هر شرایطی در طول عمر خود عاری از خرابی ساختاری خواهد بود.
- اطمینان از ایمنی فیزیکی و عملکردی هنگامی که سیستم چرخ طیار در شرایط غیرعادی، خطا یا سایر حوادث شکست قرار می‌گیرد. نکته اصلی اطمینان از ایمنی فیزیکی و عملکردی شامل اطمینان از مهار یک روتور شل اما تا حد زیادی سالم است که در صورت خرابی یا تاقان، هاب یا شفت رخ می‌دهد.

۳-۴-۳- حاشیه طراحی لازم

اصطلاح حاشیه طراحی به صورت نسبت تنش ناشی از شکست تحت شرایط تست به حداکثر تنش مجاز در عملکرد نرمال تعریف می‌شود. اصطلاح ضریب ایمنی و حاشیه طراحی اغلب به جای یکدیگر استفاده می‌شوند، اما به منظور وضوح بیشتر بهتر است از حاشیه طراحی استفاده می‌شود. مطابق یک رویکرد سیستمی، مفهوم حاشیه طراحی برای روتور چرخ طیار کامل و در مقیاس کلی اعمال می‌شود. در تعیین حاشیه طراحی فرض بر این است که خرابی مکانیکی با تنش روتور و میزان تنش با مربع نرخ چرخش یا سرعت مرتبط است. فرض دیگری در مورد ماهیت تنش وجود ندارد [۷۵].

۳-۴-۳-۱- حاشیه طراحی لازم بر اساس معیارهای پذیرفته شده

حاشیه طراحی در پیکربندی خاص روتور و روش ساخت آن نقش مهمی دارد. برای تعیین حاشیه طراحی روتور چرخ طیار، ممکن است از استانداردهای قابل قبول تجهیزات با ویژگی‌های مشابه چرخ طیار استفاده شود. به عنوان مثال در مرجع [۷۶] که مشخصات و استانداردهای نظامی آورده شده، راهنمایی‌های مفصلی برای تعیین چنین حاشیه‌هایی در خصوص چرخ طیارهای کامپوزیتی ارائه شده است. با استفاده دقیق از چنین استانداردهایی می‌توان حاشیه طراحی ۱/۲۵ را برای چرخ طیارهای کامپوزیتی تعیین نمود، همان‌طور که برای برخی از کاربردهای فضایی و فضاپیماها انجام شده است. همچنین در مرجع مذکور پیشنهاد شده است که حاشیه طراحی روتورهای چرخ طیار مطابق با استانداردهای سایر تجهیزات صنعتی که در آن اجزاء و ادوات احتمال خطر مهلك دارند، انتخاب شود. مخازن تحت فشار این ویژگی مشترک را با چرخ طیار دارند و موضوع تدوین کدها و استانداردهای زیادی بوده‌اند. بسیاری از المان‌های ثبت شده در این استانداردها مستقیماً برای چرخ طیارها قابل استفاده هستند. تنش مجاز و حاشیه آزمون صلاحیت و اثبات دو المان مرتبط به هم هستند.

کد ASME برای مخزن تحت فشار شامل اطلاعات گسترده‌ای در مورد تنش مجاز طیف وسیعی از مواد و همچنین روش‌های مختلف طراحی و تایید کیفیت است. برای روتورهای فولادی با ابعادی که مطابق با مخازن تحت فشار هستند، بسیاری از این اطلاعات می‌توانند به طور مستقیم استفاده شوند. حداقل فشار مورد نیاز برای تایید صلاحیت طراحی مخزن فشار ۲ برابر حداکثر فشار سرویس است. در مرجع [۷۵] پیشنهاد می‌شود که توسعه دهندگان چرخ طیار برای تایید صلاحیت چرخ طیار از همین حاشیه استفاده نمایند. از آنجا که تنش در یک روتور چرخ طیار با مربع سرعت تعیین می‌شود، این بدان معناست که یک چرخ طیار به منظور داشتن حاشیه طراحی ۲، با ۷۰٪ یا کمتر از سرعت آزمون تایید صلاحیت طراحی کار می‌کند.

علی‌رغم آنچه که گفته شد روتورهای فولادی ضخیم که برای کار با سرعت بسیار بالا (بیشتر از ۴۰۰ متر بر ثانیه) در نظر گرفته می‌شوند باید یک چالش مهندسی اضافی را رفع نمایند. برای کار با چنین سرعت بالایی به فولادی فوق‌العاده با مقاومت بالا نیاز است. مقاومت لازم برای این روتورها از طریق آهنگری فورج^۱ حاصل می‌شود. آهنگری فورج فرایندی است که از طریق آن فلز تحت فشار بسیار زیاد به حالت پلاستیکی تغییر شکل می‌یابد تا ساختار ذرات فلز تغییر جهت یابد و در نتیجه مقاومت آن بهبود می‌یابد. فرایند مذکور به طور معمول شامل استفاده از درجه حرارت بالا بوده و با استفاده از چکش‌های عظیم، پرس‌ها و غلتک‌ها انجام می‌شود. آهنگری فورج به صورت گسترده در تولید صفحات، اتصالات، حلقه‌ها و اجزای موتور با مقاومت بالا استفاده می‌شود و تاثیر آن بر روی خواص مواد با ضخامت کاهش می‌یابد. بنابر این قطعات فولادی حاصل از این فرایند که ضخیم‌تر از چندین اینچ باشند غیر معمول بشمار می‌روند. این مساله موجبات ایجاد نگرانی در خصوص روتورهای فولادی بزرگ در چرخ طیار که منتج از فرایند آهنگری فورج هستند را

^۱ Forging

فراهم می‌سازد زیرا بیشترین تنش در یک روتور چرخ طیار فولادی محکم (توپر) در امتداد خط مرکزی اتفاق می‌افتد. خواص مواد در خط مرکزی بسیار مهم و در عین حال کنترل آنها دشوار است و امکان بازرسی در قسمت نهایی وجود ندارد. بنابر آنچه که گفته شد قطعاتی که به اندازه کافی ضخیم هستند، خارج از دستورالعمل‌های مخزن‌های تحت فشار ASME برای تنش مجاز قرار می‌گیرند [۷۵].

در حالت مقایسه، کامپوزیت‌ها موادی هستند که در هنگام ساخت خواص مورد نظر در آنها ایجاد می‌شود. ماتریس سختی کامپوزیت‌های ضخیم می‌تواند کاملاً پیچیده باشد و به طراحی بستگی دارد. در نتیجه، کدهای مخازن تحت فشار راهنمایی محدودی برای استحکام مجاز روتورهای چرخ طیار با کامپوزیت ضخیم ارائه می‌دهند.

ویژگی ریم‌های کامپوزیت رشته پیچی شده^۱ و دیسک‌ها یا سیلندرهای فولادی ضخیم منتج از آهن‌گری فورج آن است که شناخت و کنترل ویژگی‌های مواد به ترتیب دشوارتر از سیم‌پیچ‌های نازک یا صفحات پرس شده است. به همین دلیل، تست Coupon یا تست‌های Sub-Scale Component نباید به عنوان گواهی دقیق برای تایید حاشیه طراحی یک روتور در مقیاس کامل در نظر گرفته شوند [۷۵].

شایان ذکر است علی‌رغم وجود تنوع و نبودن رویه واحد، کدها و استانداردهای مختلف راهنمایی‌های مفیدی را برای حاشیه طراحی ارائه می‌دهند که با فرض معتبر بودن آنها قابل استفاده است. به صورت کلی، استانداردهای مختلف از ساختارهای مرتبط با حاشیه طراحی در محدوده ۲ تا ۲/۴ پشتیبانی می‌کنند. به عنوان مثال در برخی استانداردهای NHTSA برای آزمایش هیدرواستاتیک یک ظرف سوخت CNG با استفاده از کامپوزیت‌های کربن، نسبت فشار انفجار به فشار سرویس برابر با ۲/۲۵ لحاظ شده است [۷۵].

۳-۴-۳-۲- آزمون صلاحیت حاشیه طراحی

حاشیه طراحی روتور باید از طریق آزمون صلاحیت طراحی تایید شود. این آزمون شامل شتاب دادن به روتور تا حداکثر سرعت است که در آن روتور یا سالم باقی می‌ماند یا از کار می‌افتد. به تبع آن، روتورهای تولید شده نباید در حداکثر سرعتی بیشتر از ۷۰ درصد سرعت به دست آمده در آزمون صلاحیت، کار کنند. همچنین ممکن است از تجهیزات مورد استفاده برای آزمایش تایید صلاحیت حاشیه طراحی روتور به منظور بررسی خستگی با سیکل کم^۲، رفتار دینامیکی روتور و سایر خصوصیات مورد علاقه توسعه دهنده چرخ طیار استفاده شود. در مرجع [۷۵]، یک آزمون صلاحیت حاشیه طراحی با اصول زیر ارائه شده است:

^۱ Filament Wound

^۲ Low Cycle Fatigue

- نمونه آزمایشی^۱ باید کاملاً مشابه نمونه کاربردی^۲ باشد (در بخش ۳-۴-۴- ملاک‌های مربوط به هم‌ساخت شناسی^۳ آورده شده است).
- این آزمون ممکن است در یک مکان اختصاصی انجام شود.
- نمونه آزمایشی باید یک روتور جدید باشد و از الزامات تضمین کیفیت سازنده برای یک واحد تولیدی برخوردار باشد.
- روتور باید چند سیکل در محدوده سرعت نامی کار کند تا ثبات تعادل ارزیابی شود و در صورت لزوم تعادل مجدد ایجاد شود. سپس روتور باید تا حداکثر سرعت آزمون شتاب داده شود.
- سه تا از این تست‌ها باید با روتورهای کاملاً یکسان انجام شود.
- اگر حداکثر سرعت منجر به خرابی مکانیکی شود، سرعت خرابی باید با انحراف $\pm 3\%$ از میانگین سرعت خرابی برای حداقل سه آزمایش، قابل تکرار باشد.

۳-۴-۴- نکات مربوط به ایمنی فیزیکی و عملکردی

اطمینان از ایمنی فیزیکی و عملکردی به صورت ایجاد حفاظت تعریف می‌شود به طوری که خرابی زیرسیستم و دلیل خارجی نتوانند از طریق تاثیر بر روتور، موجب ایجاد ترکیدگی یا خطر دیگری شوند [۷۵].

۳-۴-۴-۱- اطمینان از مهار روتور شل یا سست

یک خطر مهم در رابطه با چرخ طیار، وجود روتور پشتیبانی نشده در داخل محفظه است. بسته به ساختار خاص سیستم، این شرایط ممکن است به دلیل خرابی بلبرینگ، خرابی یاتاقان مغناطیسی، خرابی شفت یا حتی خرابی هاب باشد. به روتور پشتیبانی نشده، روتور شل نیز گفته می‌شود. در واقع خطر ناشی از روتور شل، احتمال سایش با سرعت بالا بین بخش بیرونی روتور و قسمت داخلی محفظه می‌باشد. این نوع تماس منجر به تبدیل چرخش محوری به حرکت گردشی سریع شده و بار زیاد و نیروی تخریبی ایجاد می‌نماید. بار زیاد می‌تواند منجر به انتقال گشتاور فوق‌العاده زیاد از محفظه به فونداسیون و خرابی کل مجموعه شود.

حداکثر گشتاور ممکن را می‌توان با توجه به سابقه اتفاقات سقوط برآورد نمود. سریع‌ترین زمان کاهش سرعت روتور چرخ طیار از سرعت کامل تا توقف ناشی از چرخش به علت سقوط روتور، چند ثانیه می‌باشد. بنابراین منطقی است که محفظه و پایه آن طوری طراحی شوند که بتوانند گشتاور کافی را تا چند ثانیه تحمل کنند تا روتور متوقف شود. در طراحی چرخ طیار باید موارد لازم لحاظ گردد تا اطمینان حاصل شود که یک وضعیت روتور شل خطری برای محیط

^۱ Test Article

^۲ Deployed Article

^۳ Homology

اطراف ایجاد نمی‌کند. در مرجع [۷۵] پیشنهاد شده که این ویژگی‌ها پسیو باشند و به حادثه روتور شل متکی نباشند. به عبارت بهتر موقعیت و شرایط سیستم یا روتور مبنای تشخیص و تابع عملکردی آنها قرار نگیرند.

۳-۴-۱-۱- مه‌ار محور دورانی^۱ با یاتاقان/بوشینگ

یک روش موثر برای جلوگیری از سایش سرعت زیاد روتور در هنگام وقوع شل شدن آن، در صورتی که ساختار شامل یک محور دورانی باشد، استفاده از یک مه‌ار فیزیکی بر روی محور مذکور است. اگر روتور حلقوی باشد و محور دورانی نداشته باشد مه‌ار فیزیکی در داخل روتور قرار گیرد. برای حالتی که محور دورانی وجود دارد، مه‌ار می‌تواند یاتاقان یا بوشینگ باشد. به عنوان مثال، تقریباً همیشه از بلبرینگ‌های کمکی یا پشتیبان در کنار یاتاقان‌های مغناطیسی فعال (AMB) استفاده می‌شود. در مورد روتور استوانه‌ای توخالی و بدون محور دورانی، ساختار مشابه می‌تواند یک تجهیز ثابت باشد.

در هر صورت مه‌ار باید این ویژگی را داشته باشد که در سرعت عملکرد، فاصله اطراف تجهیز چرخشی و مه‌ار کوچکتر از فاصله بین تجهیز چرخشی و محفظه باشد. مدیریت این فاصله‌ها باید با توجه به انطباق یاتاقان‌ها و فونداسیون آنها، اتساع روتور با حداکثر سرعت عملکرد آن و غیره باشد.

مه‌ار باید حرکت روتور را به گونه‌ای کنترل کند که از تخریب بیشتر روتور جلوگیری شود. به عنوان مثال، مه‌ار روتور با محور دورانی در یک بوشینگ می‌تواند منجر به گرم شدن قابل توجه محور دورانی می‌شود. حداقل در یک نمونه نشان داده شده است که این مساله موجب کاهش قدرت روتور و در نتیجه خرابی روتور می‌شود. در نتیجه، مه‌ار یک روتور شل باید همراه با یک روش ترمزگیری باشد که محافظت در برابر سناریوی خرابی مذکور را نیز به همراه داشته باشد [۷۵].

۳-۴-۱-۲- بررسی افتادن روتور در سرعت کامل

پیشنهاد شده که به منظور طراحی ایمن، کفایت مه‌ار روتور با القای یک اتفاق روتور شل در سرعت کامل نامی روتور بررسی شود. این آزمایش باید در یک محیط آزمایشی خاص اجرا شود تا در صورت خرابی مکانیکی روتور از خطرات جلوگیری شود. قوانین مربوط به هم‌ساخت شناسی باید بین نمونه آزمایشی و نمونه کاربردی بکار برده شود [۷۵].

۳-۴-۲- مقاومت در برابر بارهای خارجی اعمال شده

بارهای خارجی اعمال شده ممکن است موجب شل شدن روتور یا سایش با ایجاد خطای یاتاقان یا چرخش زیاد روتور شوند. برای هر دو سیستم ثابت و متحرک، لازم است نشان داده شود که بارهای خارجی اعمال شده خطری ایجاد نمی‌کنند.

^۱ Spindle

اثبات توانایی مقاومت در برابر بار خارجی از طریق آزمایشی انجام می‌شود که طی آن چرخ طیار در حین کار با حداکثر سرعت عملیاتی معمولی، تحت مجموعه مناسب بارهای خارجی قرار می‌گیرد. شایان ذکر است این مورد یک تست ایمنی است و نه یک تست کارایی عملکرد. در صورت مهار شدن روتور به وسیله سیستم یاتاقان آن یا به وسیله هر گونه مهار دیگری، نتیجه آزمایش موفقیت‌آمیز تلقی می‌شود.

برای سیستم‌هایی با الزامات بار خارجی مشخص مانند :

۱- MIL-STDs^۱ در خصوص ضربه و لرزش

۲- شرایط خاص درجه حفاظت در برابر تصادف

۳- بارگذاری لرزه‌ای مشخص

چرخ طیار باید هنگام انجام کار با سرعت کامل تحت بارهای تعیین شده قرار گیرد. این کار را می‌توان با استفاده از تجهیزات مختلف از جمله میزهای لرزان^۲، آزمایشات افتادن^۳، آزمایشات اتومبیل بدون سرنشین^۴ و عملکرد در جهت غیرعادی مانند محور افقی یا با روتور معکوس انجام داد [۷۵].

۳-۴-۳- حفاظت در برابر اضافه سرعت

سیستم‌های چرخ طیار تقریباً همیشه با شتاب گرفتن به سرعت عملکرد می‌رسند و با سیستم‌های الکترونیک قدرت مبتنی بر DSP یا میکروپروسسور، کنترل می‌شوند. لازم است اطمینان حاصل شود که سیستم چرخ طیار دارای ویژگی‌های ذاتی است که از بروز سرعت بیش از حد در آن جلوگیری می‌کنند. از آنجا که شیوه جلوگیری از سرعت بیش از حد ارتباط تنگاتنگی با طراحی تجهیزات الکترونیک قدرت دارد، در مراجع مختلف هیچ رویه طراحی مشخصی برای شناسایی یا پشتیبانی آن ارائه نشده است. در این میان به منظور جلوگیری از سرعت بیش از حد دو اصل اساسی ذیل پیشنهاد شده است:

۱- روش پیشگیری باید هر گونه تلاش عامدانه برای سرعت گرفتن بیش از حد چرخ طیار را مغلوب سازد.

۲- توسعه دهندگان چرخ طیار باید یک طرح ایمنی برای درایو موتور تهیه کنند که در آن وسایلی که از سرعت زیاد جلوگیری می‌کنند و آزمایشی که این قابلیت را نشان می‌دهد در آن مشخص شده باشد.

آزمایش مذکور باید قابلیت حفاظت به منظور جلوگیری از افزایش بیش از حد سرعت را حداقل در دو حالت زیر نشان دهد:

(۱) تنظیم عامدانه پارامترهای نرم‌افزار به منظور امکان ایجاد اضافه سرعت

^۱ نوعی از استاندارد برای مقاومت تجهیزات

^۲ Shaker Tables

^۳ Drop Tests

^۴ Unmanned Mule Vehicle Tests

۲) اضافه ولتاژ عاقدانه باس DC که نیرو محرکه بیشتری برای غلبه بر نیروی الکتروموتوری چرخ طیار ایجاد می‌کند.

۳-۴-۵- رواداری خطای سیستم

تعدادی از خطاهای سیستم که پتانسیل قرار دادن روتور چرخ طیار در ریسک را دارند شامل موارد زیر می‌باشند [۷۵]:

- از بین رفتن خلاء
 - از بین رفتن خنک کننده (برای سیستم‌های خنک کننده مایع)
 - از بین رفتن ولتاژ کنترل DSP/ میکروپروسسور برای ادوات الکترونیک قدرت
 - از بین رفتن ولتاژ کنترل DSP/ میکروپروسسور برای یاتاقان‌های مغناطیسی
 - یک اتصال کوتاه الکتریکی که می‌تواند منجر به اضافه جریان در استاتور چرخ طیار شود.
 - از بین رفتن سیگنال‌های کنترل (مانند زاویه فاز، دمای یاتاقان و غیره)
- لازم است نشان داده شود که بروز یک یا همه این خطاهای سیستمی تاثیر منفی بر ایمنی سیستم چرخ طیار نخواهد گذاشت. این کار را می‌توان با ایجاد عمدی شرایط خطا در حالی که چرخ طیار با سرعت نامی کار می‌کند، انجام داد. این آزمایشات باید در یک محیط آزمایشی خاص طراحی و اجرا شوند تا در صورت خرابی مکانیکی روتور از خطرات جانی و مالی جلوگیری شود.

۳-۴-۶- هم‌ساخت شناسی محصول آزمایشی با توجه به محصول

همه آنچه که تاکنون گفته شد، آزمایش‌های اختصاصی مرتبط با نمونه آزمایشی و استفاده از نتایج این آزمایش‌ها برای تایید صلاحیت یک طرح است. برای اطمینان از اعتبار این آزمایش‌ها، لازم است نمونه آزمایشی با نمونه کاربردی یا همان محصول با رواداری تعریف شده، معادل باشد.

مجموعه‌ای از کنترل‌ها برای اطمینان از تطابق بین نمونه آزمایشی و محصولات ارائه شده است. بیشتر این کنترل‌ها بر روی روتور چرخ طیار متمرکز هستند. همچنین برای مابقی عناصر مکانیکی و الکتریکی سیستم چرخ طیار باید کنترل‌های مشابه انجام شود، زیرا عملکرد این عناصر ممکن است بر خطر مرتبط با روتور تاثیر گذارد. کنترل‌های مذکور عبارتند از:

- مواد مشابه: منبع و مشخصات کربن، شیشه، مواد ماتریسی یا فلزی نباید تغییر نماید.
- طراحی مشابه: طراحی روتور نباید تغییر کند.
- سازنده یکسان: روتورهای تولیدی باید توسط همان سازنده و تحت فرایندهای کنترلی مشابه با نمونه یا نمونه‌های آزمایشی ساخته شوند.

- کنترل کیفیت محصول مشابه: بازرسی‌ها، رواداری‌ها و معیارهای پذیرش مورد استفاده برای نمونه آزمایشی باید برای روتورهای تولیدی استفاده شود.

- اجازه آزمایش چرخش روتور^۱: برای روتورهایی که کمتر از ۲ کیلووات ساعت انرژی ذخیره می‌کنند، برخی آزمایش‌ها با استفاده از یک مرکز آزمایش اختصاصی، به طور موثر و اقتصادی انجام می‌شوند. اگر روتور به حالت تعلیق درآید (استفاده از شفت دو سر خاردار^۲) شرایط آن با شرایط واقعی یک محصول یا نمونه تولیدی (مبتنی بر استفاده از یاتاقان‌ها) متفاوت خواهد بود. آزمایش‌های انجام شده در یک مرکز تست چرخشی باید این مورد را در نظر گیرد و به گونه‌ای انجام شود که تاثیر سیستم تعلیق روتور در آزمایش‌های انجام شده از این طریق به حداقل برسد.

هر گونه انحراف از موارد مذکور، یک سری آزمایش‌ها شامل آزمایش تایید صلاحیت حاشیه طراحی، آزمایش افتادن روتور، آزمایش بار خارجی و آزمایشات خطای سیستم را ضروری می‌نماید [۷۵].

۳-۴-۷- تست ایمنی پذیرش محصول

برخی از آزمایش‌های پذیرش محصول باید برای هر واحد چرخ طیار تولیدی انجام شود [۷۵].

۳-۴-۷-۱- آزمایش محک روتور^۳

پیشنهاد شده است که آزمایش محک روتور برای هر روتور تولیدی با استفاده از سطوح تنش حاصل از آزمون هیدرواستاتیک استاندارد برای مخازن تحت فشار انجام شود. تست استاندارد هیدرواستاتیک UG-99 و کد مخازن تحت فشار و بویلر 2013 ASME، آزمایش هر مخزن تحت فشار را تا $\frac{1}{3}$ برابر حداکثر فشار مجاز، تعیین می‌نماید. به کار بردن این منطق برای چرخ طیارها و یادآوری رابطه قانون مربع بین فشار و سرعت نشان می‌دهد که هر چرخ طیار با ۱۱۴٪ حداکثر سرعت عملکرد عادی خود، کار کند.

۳-۴-۷-۲- خطای سیستم

اگر سیستم چرخ طیار از حفاظت خودی اتوماتیک^۴ مانند دشارژ خودی برای کاهش مقاومت و غیره استفاده می‌نماید، پیشنهاد می‌شود که از ورودی‌های سنسورهای مرتبط با شرایط خطا برای حفاظت اتوماتیک هر واحد استفاده شود.

^۱ Spin Pit Testing

^۲ Quill Shaft

^۳ Rotor Proof Test

^۴ Automatic self protection

۳-۴-۸- مستندات

آزمایشات تایید صلاحیت و محک باید بر اساس یک برنامه فنی انجام شده و مستند باشند. در صورت عدم وجود استانداردهای معمول پذیرفته شده برای ایمنی سیستم چرخ طیار، پیشنهاد می‌شود که اساس ایمنی سیستم چرخ طیار و مسئولیت‌پذیری خطرات بر اساس توافق‌نامه‌ای بین توسعه دهنده چرخ طیار و کاربر آگاه سیستم چرخ طیار تعیین شود. این توافق‌نامه ممکن است به صورت سفارش خرید، قرارداد اجاره یا ابزار دیگری باشد که توسط توسعه دهنده و کاربر چرخ طیار تعیین می‌شود [۷۵].

۳-۵- استانداردهای مورد استفاده در طراحی چرخ طیار

در کنار سایر مواردی که ذکر شد استفاده از استانداردهای معتبر نیز می‌تواند در طراحی، ساخت و بکارگیری چرخ طیار مفید باشد. در جدول ۳-۵ استانداردهای آمریکای شمالی، UL و استانداردهای اروپایی مربوطه آورده شده است [۷۷].

جدول ۳-۵: استانداردهای مرتبط با چرخ طیار

شماره استاندارد	عنوان لاتین استاندارد	عنوان فارسی استاندارد
UL 50E	Enclosures for Electrical Equipment, Environmental Considerations	محفظه برای تجهیزات الکتریکی، ملاحظات محیطی
UL 94 5VA	Standard for Tests for Flammability of Plastic Materials for Parts in Devices and Appliances	استاندارد برای تست‌های قابلیت اشتعال مواد پلاستیکی (قطعات در تجهیزات و لوازم خانگی)
UL 508A	Standard for Industrial Control Panels	استاندارد برای تابلوهای کنترل صنعتی
UL 508C	Standard for Power Conversion Equipment	استاندارد برای تجهیزات تبدیل توان
UL1741	Standard for Inverters, Converters, Controllers and Interconnection System Equipment for Use With Distributed Energy Resources	استاندارد برای اینورترها، کانورترها، کنترلرها و تجهیزات سیستم اتصال برای استفاده با منابع انرژی پراکنده
UL 9540	Outline of Investigation for Energy Storage Systems and Equipment	طرح کلی بررسی سیستم‌ها و تجهیزات ذخیره انرژی
CSA-C22.2 NO. 0-10	General requirements - Canadian electrical code, Part II	الزامات کلی - کد الکتریکی کانادایی، بخش ۲
CSA-C22.2 NO.94.1-07	Enclosures for Electrical Equipment, Non-Environmental Considerations	محفظه تجهیزات الکتریکی، بدون ملاحظات محیطی
CSA-C22.2 NO. 94.2-	Enclosures for Electrical Equipment,	محفظه تجهیزات الکتریکی، ملاحظات محیطی

شماره استاندارد	عنوان لاتین استاندارد	عنوان فارسی استاندارد
07	Environmental Considerations	
IEEE 142	Recommended Practice for Grounding of Industrial and Commercial Power Systems	تمرین توصیه شده برای زمین سیستم‌های قدرت صنعتی و تجاری
IEEE C62.72-2007	IEEE Guide for the Application of Surge Protective Devices for Low Voltage (1000 Volts or Less) AC Power Circuits	راهنمای IEEE برای استفاده از SPDها برای مدارات AC ولتاژ پایین (۱۰۰۰ ولت یا کمتر)
EN 349+A1	Safety of machinery - Minimum gaps to avoid crushing of parts of the human body	ایمنی ماشین‌ها: حداقل فاصله برای جلوگیری از شکستن قسمت‌های بدن انسان
EN 547-2+A1	Safety of machinery - Human body measurements - Part 2: Principles for determining the dimensions required for access openings	ایمنی ماشین‌ها: اندازه‌گیری بدن انسان - قسمت ۲: اصول تعیین ابعاد موردنیاز برای دهانه‌های دسترسی
EN 547-1+A1	Safety of machinery - Human body measurements - Part 1: Principles for determining the dimensions required for openings for whole body access into machinery	ایمنی ماشین‌ها: اندازه‌گیری بدن انسان - قسمت ۱: اصول تعیین ابعاد موردنیاز برای دهانه‌ها به منظور دسترسی درست به ماشین
EN 547-3+A1	Safety of machinery - Human body measurements - Part 3: Anthropometric data	ایمنی ماشین‌ها - اندازه‌گیری بدن انسان - قسمت ۳: داده‌های آنترپومتریک
EN 614-1+A1	Safety of machinery - Ergonomic design principles - Part 1: Terminology and general principles	ایمنی ماشین‌ها - اصول طراحی ارگونومی - قسمت ۱: اصطلاحات و اصول کلی
EN 614-2+A1	Safety of machinery - Ergonomic design principles - Part 2: Interactions between the design of machinery and work tasks	ایمنی ماشین‌ها - اصول طراحی ارگونومی - قسمت ۲: ارتباط بین طراحی ماشین و وظایف کاری آن
EN 626-1+A1	Safety of machinery - Reduction of risks to health from hazardous	ایمنی ماشین‌ها - کاهش خطرات مرتبط با سلامتی از مواد خطرناک ساطع شده توسط

شماره استاندارد	عنوان لاتین استاندارد	عنوان فارسی استاندارد
	substances emitted by machinery - Part 1: Principles and specifications for machinery manufacturers	ماشین - قسمت ۱: اصول و مشخصات تولید کنندگان ماشین‌ها
EN 626-2+A1	Safety of machinery - Reduction of risk to health from hazardous substances emitted by machinery - Part 2: Methodology leading to verification procedures	ایمنی ماشین‌ها - کاهش خطرات مرتبط با سلامتی از مواد خطرناک ساطع شده توسط ماشین - قسمت ۲: روش‌شناسی روش‌های تایید
EN 953-A1	Safety of machinery - Guards - General requirements for the design and construction of fixed and movable guards	ایمنی ماشین‌ها - محافظ‌ها - الزامات کلی برای طراحی و ساخت محافظ‌های ثابت و متحرک
EN 981+A1	Safety of machinery - System of auditory and visual danger and information signals	ایمنی ماشین‌ها - سیستم هشدار شنیداری و بینایی و سیگنال‌های اطلاعاتی
EN 1037+A1	Safety of machinery - Prevention of unexpected start-up	ایمنی ماشین‌ها - جلوگیری از شروع غیر منتظره
EN 1088+A2	Safety of machinery - Interlocking devices associated with guards - Principles for design and selection	ایمنی ماشین‌ها - تجهیزات به هم پیوسته مرتبط با محافظ‌ها - اصول طراحی و انتخاب
EN ISO 12100-03	Safety of machinery - General principles for design – Risk assessment and risk reduction (ISO 12100)	ایمنی ماشین‌ها - اصول کلی طراحی - ارزیابی ریسک و کاهش خطر
EN 13478+A1	Safety of machinery - Fire prevention and protection	ایمنی ماشین‌ها - جلوگیری و حفاظت از آتش
EN ISO 13849-1	Safety of machinery - Safety-related parts of control systems - Part 1: General principles for design (ISO 13849-1)	ایمنی ماشین‌ها - ایمنی بخش‌های مرتبط با کنترل - قسمت ۱: اصول کلی طراحی
EN ISO 13849-2	Safety of machinery - Safety-related parts of control systems - Part 2:	ایمنی ماشین‌ها - ایمنی بخش‌های مرتبط با کنترل - قسمت ۲: ارزیابی

شماره استاندارد	عنوان لاتین استاندارد	عنوان فارسی استاندارد
	Validation (ISO 13849-2)	
EN 60204-1	Safety of machinery - Electrical equipment of machines - Part 1: General requirements	ایمنی ماشین‌ها- تجهیزات الکتریکی ماشین‌ها- قسمت ۱: الزامات کلی

۳-۶- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه به اصول طراحی ذخیره‌سازهای چرخ طیار پرداخته شد. مباحثی که در این فصل به آنها پرداخته شد شامل روابط و معادلات حاکم بر چرخ طیار، ساختار و بخش‌های چرخ طیار، حداقل نمودن تلفات در چرخ طیار، ایمنی چرخ طیار و در نهایت استانداردهای مرتبط با این ذخیره‌ساز است.

فصل ۴

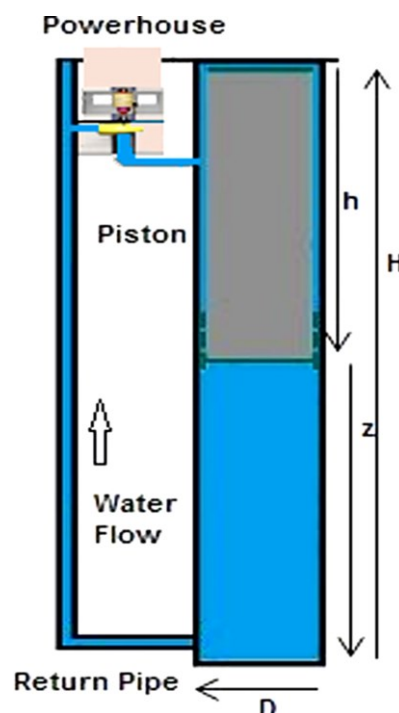
**اصول طراحی، ساخت و بکارگیری
سیستم‌های پتانسیل گرانشی**

مقدمه

ذخیره‌ساز انرژی گرانشی جزء فناوری‌های نوین با راندمان مطلوب در مقایسه با سایر صور ذخیره‌سازی انرژی در کاربردهای مقیاس بزرگ می‌باشد. در این فصل از ضابطه به بررسی ذخیره‌سازهای پتانسیل گرانشی پرداخته شده است. مباحث این فصل نحوه عملکرد ذخیره‌ساز انرژی گرانشی، طراحی اجزای ذخیره‌ساز گرانشی، طراحی مدل بهینه ذخیره‌ساز انرژی گرانشی، نوع مواد مورد استفاده در این فناوری، تعیین سائز و در نهایت بهسازی سیستم مذکور را در بر می‌گیرد.

۴-۱- اجزای ذخیره‌ساز انرژی گرانشی

ذخیره‌ساز انرژی گرانشی (GES)^۱، یک فناوری جدید است که در مرحله تحقیق و توسعه قرار دارد. فقط نمونه‌های کوچک و آزمایشگاهی از این سیستم وجود دارد و هنوز به طور کامل توسعه نیافته است. این تکنولوژی مشابه PHS به‌گونه‌ای انرژی آب را ذخیره می‌کند. با این تفاوت که GES توانسته است بخشی از محدودیت‌های PHS همچون نیاز زیاد به آب و محدودیت‌های زمین‌شناسی را رفع کند. شکل ۴-۱، طرح کلی از این فناوری ذخیره‌سازی را نشان می‌دهد [۷۸].



شکل ۴-۱: طرح کلی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی

^۱ Gravity Energy Storage (GES)

اجزای سیستم شامل یک محور بزرگ پر از آب، پیستون سنگین، یک لوله برگشتی و یک موتورخانه است. در موتورخانه مجموعه توربین-پمپ و اجزای وابسته یعنی ژنراتور و موتور قرار دارند. برای ذخیره انرژی، پمپ از انرژی الکتریکی به منظور اعمال فشار به آب برای حرکت در خلاف جهت عقربه‌های ساعت و رو به بالا استفاده می‌کند. در واقع با این اقدام، پیستون رو به بالا حرکت می‌کند. در مرحله دشارژ یا تخلیه، به دلیل حرکت رو به پایین پیستون، آب در جهت معکوس حالت قبل از توربین عبور می‌کند و این عمل موجب به حرکت درآوردن ژنراتور و تولید برق می‌شود.

۲-۴- طراحی اجزای ذخیره‌ساز گرانشی

شناسایی پارامترهای GES به منظور بهینه‌سازی طرح مطلوب سیستم لازم است. در این بخش روشی برای تعیین ابعاد بهینه پیستون و محفظه^۱ ارائه می‌شود.

۲-۴-۱- رابطه انرژی حاکم بر سیستم

معادله انرژی GES به صورت رابطه (۱-۴) است. انرژی تولید شده از ذخیره‌ساز گرانشی تابعی از پارامترهای پیستون و محفظه است [۷۸].

$$E = m_r g z \mu \quad ۱-۴$$

که در آن E مقدار انرژی ذخیره شده، m_r جرم نسبی پیستون نسبت به آب، z ارتفاع آب محفظه به متر، g شتاب گرانشی با واحد m/s^2 و μ راندمان سیستم (به صورت نوعی ۸۰ درصد در نظر گرفته می‌شود) است. با در نظر گرفتن چگالی، رابطه (۱۲-۴) به صورت رابطه (۲-۴) تغییر می‌یابد.

$$E = (\rho_p - \rho_w) \left(\frac{1}{4} \pi D^2 h \right) g z \mu \quad ۲-۴$$

به طوری که ρ_p و ρ_w به ترتیب چگالی پیستون و چگالی آب، h ارتفاع پیستون و D قطر آن است. این رابطه تابعی از ابعاد محفظه و پیستون است. بنابراین، شناسایی مقادیر بهینه این پارامترها جهت بهینه‌سازی ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم، بسیار مهم می‌باشد. برای یک محفظه خاص، افزایش ارتفاع پیستون (h) منجر به کاهش ارتفاع آب (z) خواهد شد و در نتیجه ظرفیت ذخیره انرژی کاهش می‌یابد. بر همین اساس، توصیه می‌شود ارتفاع پارامترهای مذکور بررسی شود تا منجر به طراحی بهینه گردد. با صفر قرار دادن رابطه (۳-۴)، نقاط بحرانی تعیین خواهند شد [۷۸].

^۱ Container

۳-۴

$$\frac{\partial E}{\partial h} = 0$$

مجموع ارتفاع پیستون (h) و ارتفاع آب (z) بیانگر ارتفاع محفظه (H) است (شکل ۱-۴). لذا در رابطه (۲-۴) می‌توان عمق آب را با ($H-h$) جایگزین نمود و مقادیر بحرانی را در $h=z$ بدست آورد. بنابراین، هر دو پارامتر مورد مطالعه (h و z) معادل نیمی از ارتفاع محفظه می‌باشند. جایگزینی پارامترهای فوق در معادله انرژی منجر به رابطه (۴-۴) می‌شود که فقط با ابعاد محفظه بیان می‌شود [۷۸].

۴-۴

$$E = \frac{1}{16} \pi g \mu (\rho_p - \rho_w) D^2 H^2$$

تعدادی پیشنهاد برای ابعاد سیستم وجود دارد تا مناسب‌ترین پیکربندی برای سیستم انتخاب شده و میزان انرژی ذخیره شده ماکزیمم شود. با افزایش قطر و ارتفاع محفظه، ظرفیت ذخیره‌سازی افزایش می‌یابد. با این وجود، ساخت محفظه با قطر بزرگ‌تر ممکن است موجب اختلال در عملکرد پیستون شود. در صورتی که رابطه (۵-۴) برای ضریب اصطکاک دیواره محفظه و پیستون برقرار باشد، پیستون آسیب می‌بیند [۷۹]:

۵-۴

$$\mu' > \frac{1}{2} \frac{h}{e}$$

که در آن μ' ضریب اصطکاک دیواره محفظه و پیستون است. این پارامتر برای پیستون ساخته شده از روکش فلزی و محفظه بتنی برابر با ۰/۵ می‌باشد. e بار فعال روی پیستون با در نظر گرفتن حداکثر گریز از مرکز است و با استفاده از رابطه (۶-۴) محاسبه می‌شود.

۶-۴

$$e = \frac{D}{2}$$

علاوه بر این به منظور جلوگیری از خرابی پیستون، ارتفاع آن باید دقیقاً بیشتر از نصف قطر آن باشد (۷-۴) [۷۸].

۷-۴

$$\frac{h}{D} > \frac{1}{2}$$

۴-۲-۲- مطالعه پارامتریک سیستم ذخیره‌ساز پتانسیل گرانشی

در طراحی سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی گرانشی، لازم است تعدادی از پارامترهای مهم تعیین شوند. در این میان، ضخامت اجزای مختلف نظیر محفظه و لوله برگشت از اهمیت دو چندانی برخوردار هستند. از آنجایی که محفظه GES تحت فشار زیاد بار از جمله فشار داخلی و خارجی می‌باشد، لذا می‌بایست با ضخامت مناسب ساخته شود تا در برابر فشار کل مقاومت کند. بار جانبی زمین نشان دهنده فشار خارجی است که به سیستم اعمال می‌شود. درحالی که بار پیستون و فشار آب بر روی ساختار محفظه عمل می‌کند. در واقع دیواره مدور، محفظه استوانه‌ای در معرض نیروی تنش حلقه‌ای

است که بر روی آن فشار وارد می‌شود. ضروری است تا نیروی مذکور برای تعیین ضخامت محفظه محاسبه می‌شود [۸۰]. رابطه (۸-۴) حداکثر تنش حلقه H_t در پایین ساختار را نشان می‌دهد.

$$H_t = \frac{(\rho_p g + w - k_0 \gamma) HD}{2} \quad ۸-۴$$

در رابطه فوق k_0 ضریب فشار زمین، w وزن مخصوص آب و γ چگالی خاک بر حسب kg/m^3 می‌باشد. برای اطمینان از این که تنش کششی کمتر از استرس مجاز در بتن است، می‌بایست استرس سازه با استفاده از رابطه (۹-۴) محاسبه شود [۸۱].

$$\sigma_{st} = \frac{H_t}{1000t + (m - 1)A_{st}} \quad ۹-۴$$

در رابطه (۹-۴) m نسبت ماژولاری است که به منظور محاسبه تنش بتن استفاده می‌شود. این پارامتر با استفاده از رابطه (۱۰-۴) محاسبه شده و تابعی از فشردگی بتن یا σ_{cbc} است. A_{st} نشان دهنده مساحت فولاد تقویت شده است و به تنش حلقه و سیستم بستگی دارد (رابطه (۱۱-۴)). t نیز میزان ضخامت محفظه است [۷۸].

$$m = \frac{280}{\sigma_{cbc}} \quad ۱۰-۴$$

$$A_{st} = \frac{H_t}{\sigma_{st}} \quad ۱۱-۴$$

به منظور دستیابی به مطالعه پارامتریک کلی از اجزای سیستم، می‌بایست ابعاد لوله برگشتی نیز مشخص شود. لوله برگشتی، اتصال بین ورودی و خروجی محفظه را نشان می‌دهد. بنابر این، ارتفاع آن باید معادل ارتفاع محفظه باشد. همچنین، قطر لوله برگشتی توسط روابط و فرمول‌های جریان سیال قابل محاسبه است. نرخ تخلیه Q سیستم به منطقه و سرعت آب بستگی دارد. از معادله پیوستگی (رابطه (۱۲-۴)) برای تعیین قطر لوله برگشتی استفاده می‌شود [۷۸].

$$Q = V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad ۱۲-۴$$

سرعت متوسط به زمان تخلیه سیستم بستگی دارد، یعنی زمانی که حرکت پیستون از بالا به پایین محفظه انجام می‌شود. ضخامت لوله برگشتی با استفاده از فرمول بارلو^۱ به دست می‌آید. شناسایی پارامترهای فوق‌الذکر امکان

^۱ Barlow's Formula

محاسبه توان نامی را که تابعی از ظرفیت ذخیره‌سازی و زمان تخلیه است فراهم می‌آورد. روابط ارائه شده در این بخش به منظور طراحی مناسب اجزای مختلف GES با در نظر گرفتن تمامی محدودیت‌های فنی سیستم می‌باشد.

۴-۲-۳- هزینه ساخت سیستم

GES برای عمق خاصی در زیر زمین حفاری می‌شود. هزینه سرمایه‌گذاری سیستم تابعی از هزینه حفاری سازه می‌باشد. به منظور برآورد این هزینه نهایی، می‌توان از رابطه (۴-۱۳) استفاده نمود.

$$E_c = E_v E_{uc} \quad ۴-۱۳$$

که در آن E_c بیانگر هزینه حفاری، E_v حجم خاک‌برداری و E_{uc} هزینه واحد خاک‌برداری است. محفظه سیستم را می‌توان از بتن مقاوم ساخت. به منظور تخمین هزینه ساخت محفظه می‌توان از رابطه (۴-۱۴) استفاده نمود. هزینه نهایی به هزینه بتن (C_c)، هزینه میل‌گردهای فلزی تقویت‌کننده عمودی و افقی (C_R) و هزینه قالب مورد استفاده برای ساخت سازه (C_F) بستگی دارد [۸۲-۸۳].

$$C_T = C_c + C_R + C_F \quad ۴-۱۴$$

هزینه بتن با استفاده از رابطه (۴-۱۵) محاسبه می‌شود.

$$C_c = V_c C_{cu} \quad ۴-۱۵$$

که V_c حجم بتن و C_{cu} هزینه بتن در واحد متر مکعب ($€/m^3$) می‌باشد. هزینه بتن با استفاده از رابطه (۴-۱۵) محاسبه می‌شود.

$$C_R = V_c \gamma_s C_s (\beta_c + \beta_v) \quad ۴-۱۶$$

که γ_s وزن واحد فولادی است (ton/m^3)، C_s هزینه فولاد در واحد وزن ($€/ton$) و β_c نسبت فولاد محیطی است که با استفاده از رابطه (۴-۱۷) به دست می‌آید [۷۸].

$$\beta_c = \frac{A_s}{A_c} \quad ۴-۱۷$$

در اینجا A_s و A_c به ترتیب مساحت آرماتور محیطی و بخش بتنی را نشان می‌دهند. β_v نیز نسبت فولاد عمودی مورد استفاده به مساحت ناحیه ناخالص بتن است که معمولاً یک درصد تخمین زده می‌شود. در سازه بتنی از چارچوب به عنوان قالب ساختاری استفاده می‌شود. برای محاسبه هزینه قالب از رابطه (۱۸-۴) استفاده می‌شود [۷۸].

$$C_F = A_T C_{Fu} \quad ۱۸-۴$$

که C_{Fu} بیانگر هزینه قالب برای یک واحد دو رویه و A_T مساحت آن است.

۴-۳- طراحی بهینه سیستم

کاهش هزینه ذخیره‌سازی انرژی، یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش رو در توسعه فناوری‌های ذخیره‌سازی می‌باشد. بنابراین طراحی سیستم بهینه با هدف اقتصادی بسیار حائز اهمیت می‌باشد. با ابعاد بهینه در اجزای مختلف سیستم، به‌ویژه ساختار محفظه، می‌توان هزینه GES را کاهش داد.

در این بخش یک مدل ریاضی ارائه می‌شود که قادر است برای تعیین طراحی بهینه GES مطابق ظرفیت ذخیره‌سازی خاصی مورد استفاده قرار بگیرد. مدل توسعه یافته، با در نظر گرفتن محدودیت‌های سیستم برای جلوگیری از خرابی آن، هزینه ساخت را مینیمم می‌دهد. تابع هدف مدل طراحی شده، به شرح ذیل است [۷۸].

$$\min_c f(C) = k_1 D^2 + k_2 D^2 H + k_3 D H + k_4 D + k_5 H + k_6 \quad ۱۹-۴$$

به شرطی که:

$$D^2 H^2 - k_7 = 0 \quad ۲۰-۴$$

$$H - D > 0 \quad ۲۱-۴$$

$$0 < H \leq H_L \quad ۲۲-۴$$

$$D > 0 \quad ۲۳-۴$$

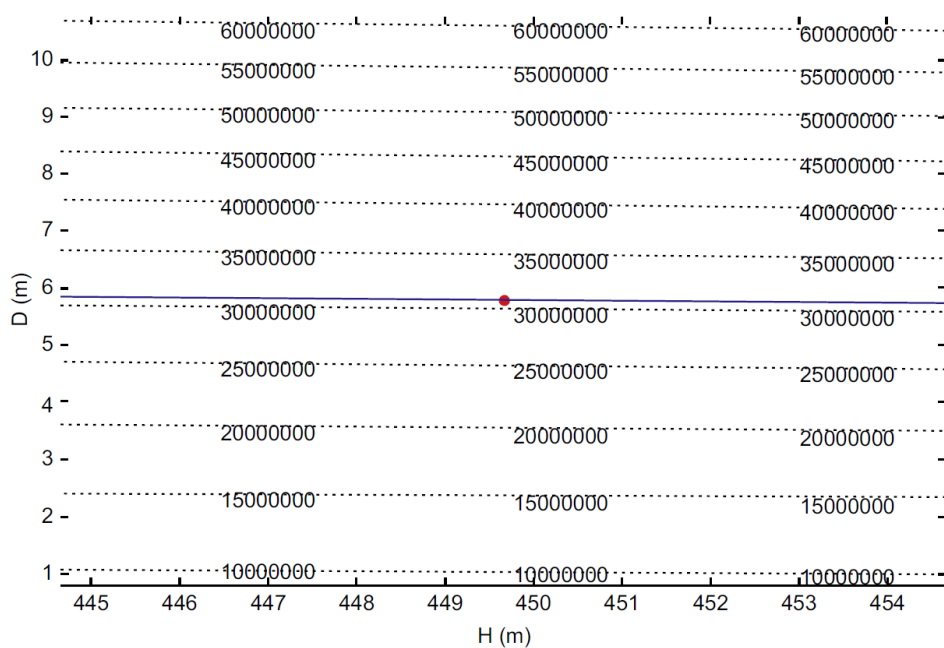
این مدل در واقع یک مسئله برنامه‌نویسی غیرخطی (NLP) است. تابع هدف با کمترین ارتفاع، قطر محفظه، پیستون و لوله برگشتی، هزینه سیستم را به حداقل می‌رساند. هزینه‌های ساخت و خاک‌برداری اجزای مذکور توسط تابع $f(C)$ در رابطه (۱۹-۴) در نظر گرفته شده است. اجزای سیستم مطابق با ظرفیت ذخیره‌سازی خاصی برآورد می‌شوند. رابطه

(۲۰-۴) نشانگر اولین محدودیتی است که تنها توسط پارامترهای سازه محفظه بیان می‌شود. ارتفاع و قطر محفظه نیز باید توسط رابطه (۷-۴) محدود شود تا از انسداد پیستون جلوگیری شود. از آنجایی که خاک‌برداری از سیستم نباید از عمق مد نظر تجاوز کند، ارتفاع محفظه باید به حداکثر H_L محدود شود، همان‌طور که در رابطه (۲۲-۴) نشان داده شده است. در نهایت، پارامترهای محفظه (ارتفاع و قطر) باید مطابق روابط (۲۲-۴) و (۲۳-۴) بزرگ‌تر از صفر باشند [۷۸].

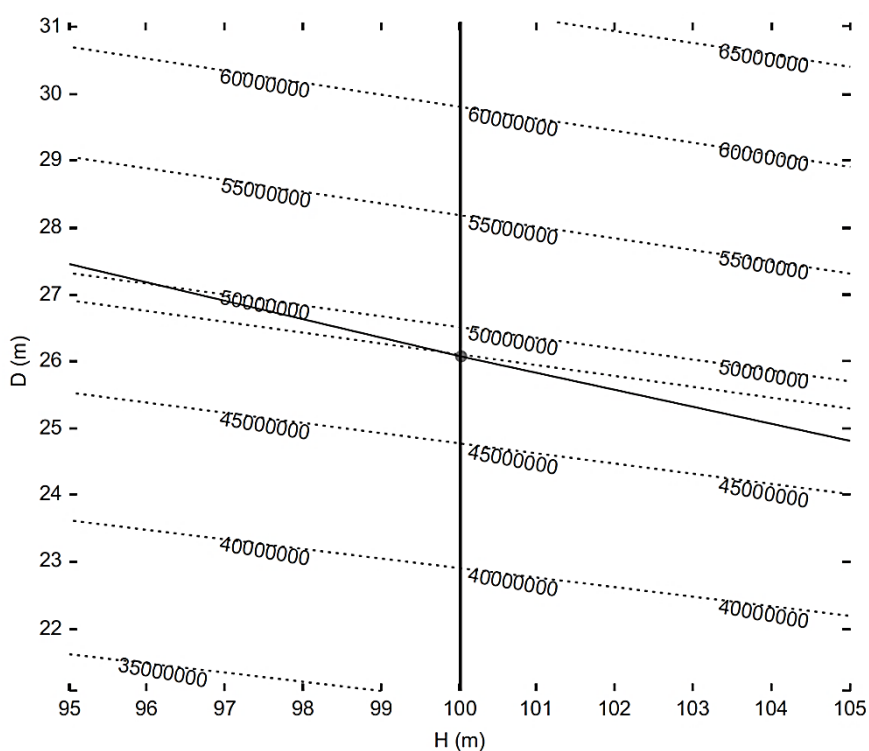
در تحلیل مدل پیشنهادی می‌توان از یک مطالعه موردی استفاده کرد. فرض بر آن است که در مطالعه موردی مذکور میزان ذخیره‌سازی برابر با ۲۰ مگاوات ساعت باشد. مقادیر k مدل بهینه‌سازی با استفاده از روابط (۱۳-۴) تا (۱۸-۴) تعیین می‌شود. k_7 نیز با استفاده از رابطه (۲-۴) محاسبه می‌شود. در جدول ۱-۴، خلاصه‌ای از مقادیر k محاسبه شده توسط مدل ارائه شده، آورده شده است. مدل ارائه شده با استفاده از MATLAB اجرا و حل شده است. شکل ۲-۴، نتایج طراحی با مدل مطرح شده را نشان می‌دهد. برای بهینه‌سازی طراحی سیستم، ارتفاع محفظه می‌بایست برابر با ۴۵۰ متر باشد. قطر نهایی، ۵/۸ متر بدست آمده است. هزینه ساخت و ساز و خاک‌برداری سیستم برابر ۳۰/۷ میلیون یورو می‌باشد. این حداقل هزینه برای ساخت سیستم ۲۰ مگاوات ساعت می‌باشد. به منظور بررسی تاثیر ارتفاع محفظه در هزینه کل GES، یک مطالعه بهینه‌سازی بر روی سیستم با ارتفاع محفظه کوتاه‌تر انجام شده است. در این حالت، در نهایت ارتفاع به ۱۰۰ متر محدود شده است. خروجی این مطالعه نشان می‌دهد که برای دستیابی به تولید ظرفیت انرژی مشابه (۲۰ مگاوات ساعت) باید قطر محفظه به ۲۶ متر افزایش یابد. هزینه حاصل از آن، تقریباً از ۳۰/۷ میلیون یورو به ۴۸ میلیون یورو افزایش یافته است. بنابراین، همان‌طور که شکل ۳-۴ نشان داده شده است، افزایش ارتفاع محفظه به جای افزایش قطر آن سودآورتر است [۷۸].

جدول ۱-۴: مقادیر k موردنظر در مدل شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار
k_1	۱,۷۸۰
k_2	۳۹۷
k_3	۶,۸۸۷
k_4	۳۸,۱۸۳
k_5	۱۴,۱۳۵
k_6	۱۴۹,۷۴۸
k_7	۶,۸۰۵,۰۷۸



شکل ۲-۴: مدل بهینه‌سازی شده برای $H_L = 500 \text{ m}$



شکل ۳-۴: مدل بهینه‌سازی شده برای $H_L = 100 \text{ m}$

۴-۴- مدل سازی دینامیکی ذخیره ساز انرژی گرانشی

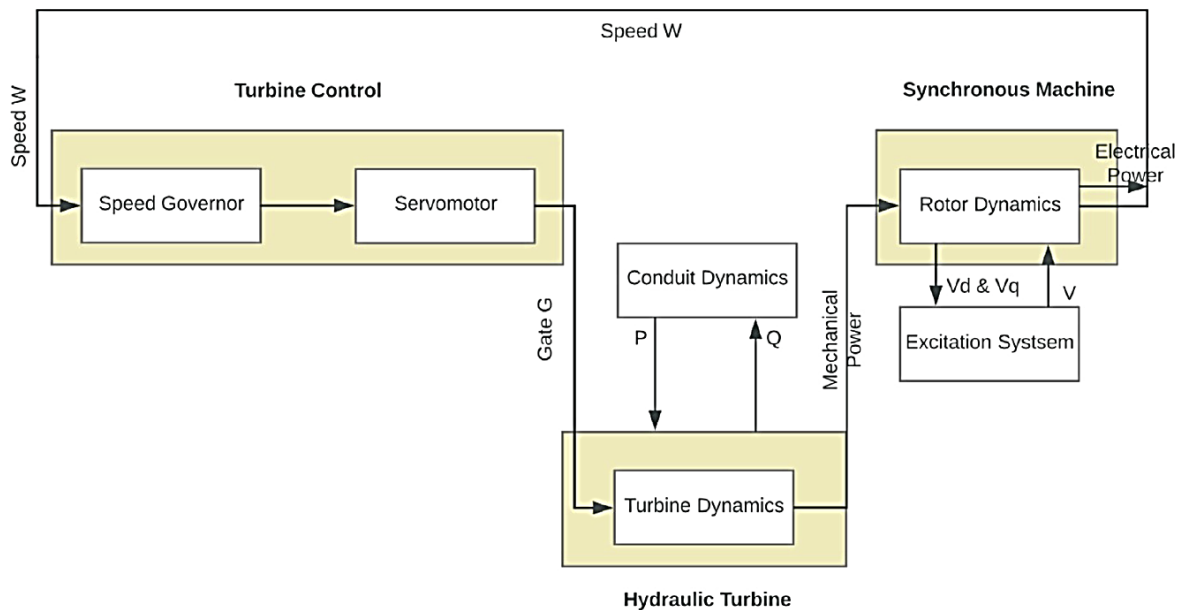
در این قسمت به مدل سازی دینامیکی و نحوه عملکرد ذخیره ساز انرژی گرانشی پرداخته می شود. مدل پیشنهادی با استفاده از معادلات فیزیکی حاکم ارائه شده است. موارد ارائه شده بر اساس نظریه های الکترونیک، مکانیک و هیدرولیک مطرح شده اند. از نرم افزار Simulink/MATLAB می توان به عنوان ابزار شبیه سازی و مدل سازی استفاده کرد [۷۸].

۴-۴-۱- مرحله دشارژ ذخیره ساز انرژی گرانشی

طی چند سال گذشته برای مرحله دشارژ ذخیره ساز انرژی گرانشی، تعدادی مدل هیدرولیکی ارائه شده است. در اینجا برای توصیف حالت دشارژ ذخیره گرانشی از یک مدل هیدرولیکی پایه استفاده می شود [۸۴]. هدف اصلی، بررسی پاسخ دینامیکی اجزای مکانیکی سیستم می باشد. بدین منظور، معادلات مختلف مورد استفاده توسط مدل توسعه یافته به همراه برخی فرضیه های ساده معرفی می شوند. ورودی زیر-مدل^۱ شامل سیستم قدرت مرجع می باشد، در حالی که خروجی آن از نیروی تولید شده توسط سیستم تشکیل شده است. مدل هیدرو توربین نشان دهنده دینامیک باز شدن دریچه و تداخل میان پره های توربین و سیال مورد استفاده است. زیر مدل با استفاده از بلوک های موجود در SimPowerSystems نرم افزار MATLAB طراحی شده است. اثرات متقابل میان اجزای توربین هیدرولیکی در شکل ۴-۴ نشان داده شده است.

در بلوک توربین هیدرولیکی، نیروی مکانیکی تولید شده که برای چرخش یک ژنراتور سنکرون استفاده می شود و ژنراتور سنکرون تولید الکتریسیته می نماید. بلوک سیستم تحریک، ولتاژ تحریک لازم را برای ژنراتور سنکرون ایجاد می کند. کنترل کننده های تناسبی، انتگرال گیر و مشتق گیر (PID) برای تنظیم ولتاژ تحریک و قدرت مکانیکی توربین استفاده می شوند. توان خروجی تولید شده توسط ژنراتور به یک ترانسفورماتور منتقل می شود که این ترانسفورماتور یک خط انتقال را تغذیه می کند. تقاضای انرژی با استفاده از یک بار دینامیکی مدل سازی می شود. برای شبیه سازی فاز دشارژ، ماژول های فوق در یک شبکه به هم پیوسته و وابسته قرار می گیرند [۷۸].

^۱ Submodel



شکل ۴-۴: ماژول توربین هیدرولیکی

۴-۱-۴-۴- توربین هیدرولیکی

معمولاً در مدل‌های مربوط به توربین‌های هیدرولیکی فرض بر این است که مقاومت هیدرولیکی ناچیز است، آب نیز غیرکشسان و غیرقابل انعطاف می‌باشد. به علاوه سرعت آب تابعی از هد فشار سیستم و میزان باز شدن دریچه است. همچنین فرض بر این است که توان تولید شده توسط توربین متناسب با حاصلضرب ریشه دوم هد سیستم و دبی است. روابط فیزیکی حاکم بر توان خروجی توربین، جریان آب و ورودی توربین به منظور تعیین مشخصات توربین و مشخصات لوله بازگشتی، استفاده می‌شود [۸۵]. توربین با استفاده از مشخصات هیدرولیکی و مکانیکی سیستم، مدل‌سازی می‌شود. حجم آب ورودی به توربین با تغییر میزان باز شدن دریچه، کالیبره می‌شود که این امر تنظیم توان خروجی توربین را به همراه دارد. رابطه میان هد عبوری^۱ از هیدروتوربین و میزان جریان آن، مطابق رابطه (۴-۲۴) است [۸۴].

$$h = \frac{Q^2}{G^2} \quad ۲۴-۴$$

G موقعیت دریچه را نشان می‌دهد که بین ۰ و ۱ متغیر است. وقتی دریچه به طور کامل باز باشد، G برابر با ۱ خواهد شد. هد عبوری از توربین با h نشان داده می‌شود و Q نشان‌دهنده دبی است. از نیروی خالص وارد شده بر روی آب به منظور تعیین دبی آن استفاده می‌شود. فرمولاسیون مربوطه با استفاده از مشتق تکانه در شرایط حالت پایدار و هد فشار در لوله برگشت صورت پذیرفته و مطابق رابطه (۴-۲۵) ارائه می‌شود [۷۸].

^۱ Head Across

$$F_{net} = \rho L \frac{dQ}{dt} \quad ۲۵-۴$$

$$F_{net} = \rho(H_s - H_l - H)Ag$$

در رابطه (۲۵-۴)، L نشان‌دهنده طول مجرای آب، ρ چگالی آب، H_s هد استاتیک در توربین، H هد در دهانه توربین، H_l تلفات هد، A ناحیه مجرا و g شتاب گرانشی می‌باشد. تلفات H_l در اثر آب و اصطکاک مجرا نیز می‌بایست در نظر گرفته شود. معادله (۲۶-۴) دبی حجمی را توصیف می‌کند که از ترکیب دو رابطه (۲۵-۴) و (۲۴-۴) بدست آمده است.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{(H_s - H_l - H)Ag}{L} \quad ۲۶-۴$$

معادله (۲۶-۴) با استفاده از h_{base} و Q_{base} نرمالیزه (پریونیت) می‌شود. در اینجا، هد پایه همان هد استاتیک است در حالی که دبی توربین با دریچه‌های کاملاً باز نشان دهنده دبی پایه است. از این‌رو، رابطه (۲۷-۴) حاصل می‌شود.

$$\frac{dq}{dt} = \frac{(1 - h_l - h)Agh_{base}}{Lq_{base}} = \frac{(1 - h_l - h)}{T_W} \quad ۲۷-۴$$

ثابت زمانی آب (T_W) که به عنوان زمان حالت آب نیز شناخته می‌شود، بیانگر زمان لازم برای رسیدن به دبی پایه با یک هد پایه مشخص است. مقدار ثابت زمانی از رابطه (۲۸-۴) بدست می‌آید [۸۴].

$$T_W = \frac{Lq_{base}}{Agh_{base}} \quad ۲۸-۴$$

محور ژنراتور توسط نیروی مکانیکی (P_m) تولید شده توسط توربین فرانسیس به حرکت درمی‌آید. P_m به دبی و فشار سیستم بستگی دارد و می‌توان آن را با رابطه غیرخطی (۲۹-۴) نشان داد [۸۶-۸۸].

$$P_m = \eta q \rho g h \quad ۲۹-۴$$

توان مکانیکی تولید شده توسط توربین با هد فشار و دبی رابطه دارد. این توان با راندمان η نیز رابطه دارد و بر همین اساس می‌توان آن را بر حسب دبی بدون بار (q_{nl}) با استفاده از رابطه (۳۰-۴) نشان داد.

$$P_m = h(q - q_{nl}) \quad ۳۰-۴$$

رابطه (۳۰-۴) را می‌توان به صورت کلی‌تر بازنویسی کرد. لذا با در نظر گرفتن یک سیستم تولید با پریونیت متفاوت رابطه (۳۱-۴) حاصل می‌شود:

$$P_m = A_t h(q - q_{nl}) \quad ۳۱-۴$$

اختلاف پریونیت‌ها با فاکتور A_t نشان داده می‌شود که به صورت رابطه (۳۲-۴) می‌باشد.

$$A_t = \frac{Turbine_Power\ (MW)}{Generator - MVA - rating} \frac{1}{(q_r - q_{nl})} \quad ۳۲-۴$$

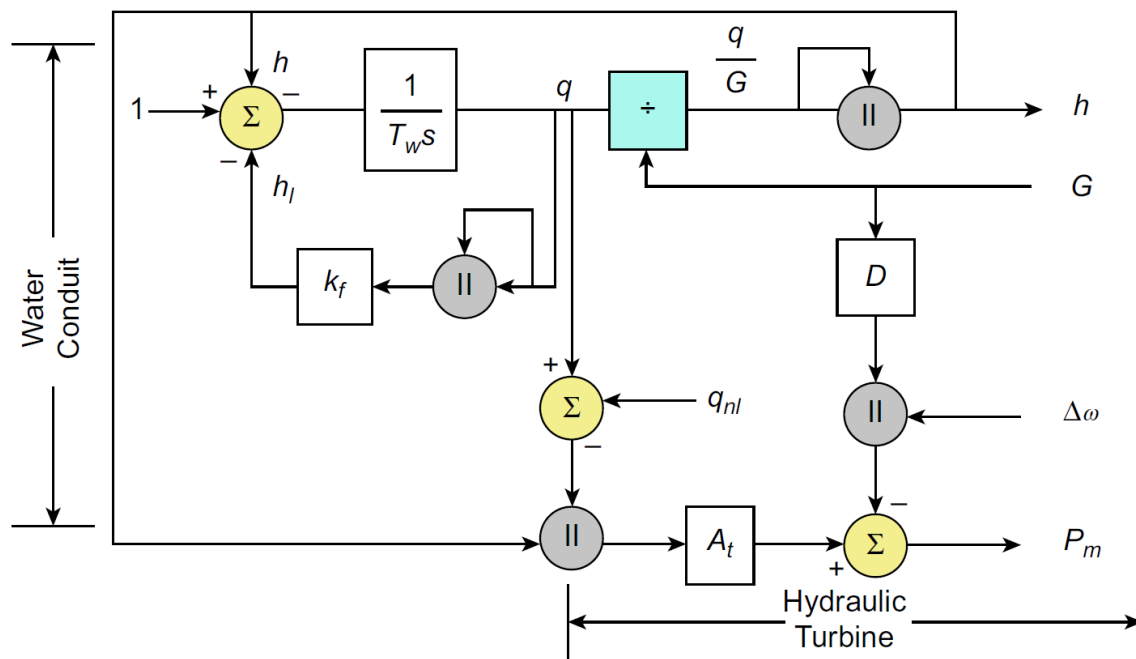
همچنین در نظر گرفتن اثر میرایی مهم است که به موقعیت باز شدن دریچه بستگی دارد. با استفاده از معادلات ذکر شده قبلی، توان توربین از رابطه (۳۳-۴) محاسبه می‌شود [۸۴].

$$P_m = A_t h(q - q_{nl}) - D_c G \Delta W \quad ۳۳-۴$$

که در رابطه فوق، D_c و W به ترتیب ضریب میرایی و سرعت روتور می‌باشند. همچنین می‌توان برای مدل‌سازی توربین هیدرولیکی از تابع انتقال کلاسیک نشان داده شده در رابطه (۳۴-۴)، استفاده نمود. این تابع با استفاده از اینرسی آب در مجرا و فشار تیغه ایجاد می‌شود [۸۹].

$$W_H(S) = \frac{\Delta \overline{P}_m}{\Delta G} = \frac{1 - T_w s}{1 + 0.5 T_w s} \quad ۳۴-۴$$

که $\Delta \overline{P}_m$ و ΔG به ترتیب تغییر در خروجی توان و موقعیت دریچه هستند. تابع مذکور پاسخ هیدروتوربین به صورت تابعی از تولید توان مکانیکی نسبت به تغییر در موقعیت دریچه را نشان می‌دهد. مدل غیرخطی توربین با استفاده از روابط حاکم ارائه شده در شکل ۴-۵ نشان داده شده است [۸۴].



شکل ۴-۵: مدل غیرخطی توربین

۴-۱-۲- گاورنر^۱ هیدرولیکی

گاورنر توربین یکی از مهم‌ترین اجزاء یک نیروگاه آبی است. عملکرد اصلی گاورنر نظارت بر تغییرات سرعت ژنراتور با هدف تثبیت فرکانس است. اجزای سیستم دریاچه مجهز به سروموتور^۲، شیر رله^۳، ضربه‌گیر سنجش سرعت^۴، سیستم بازخورد افقی دائم^۵ و توابع محاسباتی^۶ می‌باشند. سرعت روتور با سرعت مرجع مقایسه می‌شود و کنترل‌کننده در نتیجه با استفاده از جبران‌ساز افقی دائم، سرعت را تغییر می‌دهد. برای جلوگیری از تغییر سریع سرعت، جبران افقی گذرا در هنگام تغییر موقعیت دریاچه در نظر گرفته می‌شود. ورودی سروموتور، دریاچه را با توجه به سیگنال ایجاد شده ناشی از تغییر سرعت روتور کنترل می‌کند. در این میان، تثبیت فرکانس با استفاده از دریاچه‌ای که دی‌بی را کنترل می‌کند، صورت می‌پذیرد. سیستم اهرم‌های شناور، سیگنال‌های ناشی از حرکت مکانیکی را به سوپاپ پایلوت منتقل می‌کند. توابع انتقال شیر رله و دریاچه مجهز به سروموتور به صورت رابطه (۴-۳۵) است [۸۴].

^۱ Governor

^۲ Servomotor

^۳ Relay Valve

^۴ Speed Sensing Dashpot

^۵ Permanent Droop Feedback

^۶ Computing Functions

$$\frac{\Delta G}{b} = \frac{K_2}{s} \quad ۳۵-۴$$

تابع انتقال شیر پیلوت و سرو پیلوت به صورت رابطه (۳۶-۴) می‌باشد [۸۴].

$$\frac{b}{a} = \frac{K_1}{1 + T_p s} \quad ۳۶-۴$$

که K_2 از نسبت اهرم بازخورد به دست می‌آید و T_p تابعی از K_2 و نواحی درگاهی شیر پیلوت است. از ترکیب روابط (۳۵-۴) و (۳۶-۴) رابطه (۳۷-۴) بدست می‌آید.

$$\frac{\Delta G}{a} = \frac{K_1 K_2}{(T_p s + 1)s} = \frac{1}{T_g} \frac{1}{(T_p s + 1)s} \quad ۳۷-۴$$

تابع انتقال ضربه‌گیر نیز به صورت رابطه (۳۸-۴) تعریف می‌شود [۸۴].

$$\frac{c}{\Delta G} = R_T \frac{T_R s}{1 + T_R s} \quad ۳۸-۴$$

افت موقتی (R_T) از نسبت اهرم به دست می‌آید، درحالی‌که زمان تنظیم مجدد T_R تابعی از تنظیمات سوپاپ است. گاورنرهای قدیمی با هر دو سیستم هیدرولیکی و مکانیکی کار می‌کنند. اجزای مکانیکی، عملکردهای مربوط به سنجش سرعت، بازخورد افقی و محاسبات مربوطه را انجام می‌دهند، در حالی که اجزای هیدرولیکی عملکردهایی را انجام می‌دهند که نیازمند انرژی بیشتری است. یک ضربه‌گیر جبران افت گذرا را انجام می‌دهد. برای غیرفعال کردن ضربه‌گیر، از یک آرایش که در آن از گذرگاه فرعی استفاده شده می‌توان بهره برد. برخلاف گاورنرهای قدیمی، گاورنرهای هیدرولیکی جدید از سیستم‌های الکتروهیدرولیکی استفاده می‌کنند. مشخصات دینامیکی گاورنرهای هیدرولیکی جدید متناسب با ویژگی‌های گاورنرهای مکانیکی-هیدرولیکی تنظیم شده است. در این شرایط، اقدامات اندازه‌گیری شده مانند افت دائمی و سنجش سرعت به صورت الکتریکی انجام می‌شود. اجزای الکتریکی، انعطاف‌پذیری و عملکرد بهتری را در رابطه با ناحیه مرده^۱ و تاخیرهای زمانی فراهم می‌کنند. در کنترل‌کننده‌های PID موجود در سیستم‌های جدید، از عناصر تناسبی^۲ (P)، انتگرال‌گیر^۳ (I) و مشتق‌گیر^۴ (D) استفاده می‌شود. به منظور دستیابی به سرعت پاسخ بالاتر، الگوریتم PID که بهره^۵ گذرا را ایجاد می‌کند حالت کاهشی یا افزایشی

^۱ Deadband

^۲ Proportional (P)

^۳ Integral (I)

^۴ Derivation (D)

^۵ Gain

دارد. برای نیروگاه‌هایی که با شروع زمانی بالاتر از ۳ ثانیه طبقه‌بندی می‌شوند، عملکرد مشتق‌گیر کنترل‌کننده مناسب‌تر می‌باشد. معمولاً مقادیر بهره I ، P و D به ترتیب برابر با ۳، ۰/۷ و ۰/۵ است. به منظور جلوگیری از نوسانات بیش از حد و ناپایداری سیستم، بهره مشتق‌گیر را معادل صفر تنظیم می‌کنند و در این شرایط، کنترلر به گاورنر PI تبدیل می‌شود که تقریباً شبیه گاورنر مکانیکی-هیدرولیکی می‌باشد. مقادیر مربوط به بهره PI را می‌توان با توجه به افت موقتی تعیین شده و زمان تنظیم مجدد انتخاب نمود [۹۰]. تعدادی قابلیت وجود دارد که می‌تواند توسط گاورنرهایی با کنترلر PID ارائه شود. این موارد شامل کنترل بار و سرعت توربین، ارائه کمینه ناحیه مرده، ارائه پاسخ دینامیکی مطلوب و همچنین ایجاد شرایط عادی باشد.

۴-۴-۱-۳- سیستم تحریک و ژنراتور سنکرون

ماشین سنکرون استفاده شده در این مدل‌سازی می‌تواند به صورت ژنراتور یا موتور کار کند. علامت توان مکانیکی شاخصی برای عملکرد سیستم است. به منظور مدل‌سازی اجزای الکتریکی ژنراتور، از مدل مرتبه ششم آن استفاده می‌شود. در مدل مداری روتور به عنوان قاب مرجع در نظر گرفته می‌شود. این مدل از اینرسی اجزای توربین یا ژنراتور، استاتور و همچنین دینامیک سیم‌پیچ‌های میراکننده و میدان استفاده می‌کند. در این مدل، ولتاژ تحریک و توان مکانیکی توربین به عنوان ورودی استفاده می‌شوند. توان راکتیو و اکتیو نیز خروجی می‌باشند. همچنین لازم به ذکر است که از مستندات نیروگاه برای به دست آوردن مقادیر پارامترهای ژنراتور استفاده می‌شود [۷۸]. با استفاده از بلوک سیستم تحریک، ولتاژ تحریک به ژنراتور سنکرون اعمال می‌شود. کنترل‌کننده‌های PID وظیفه تنظیم ولتاژ تحریک را بر عهده دارند. رابطه (۴-۳۹) تابع انتقال سیستم تحریک را نشان می‌دهد [۹۱].

$$\frac{V_{fd}}{e_f} = \frac{1}{K_e + sT_e} \quad ۴-۳۹$$

که در آن T_e و K_e به ترتیب ثابت زمانی و بهره بازخورد (فیدبک) هستند.

۴-۴-۲- مرحله شارژ ذخیره‌ساز انرژی گرانشی

توان مازاد به صورت انرژی پتانسیل در محفظه سیستم ذخیره‌ساز گرانشی ذخیره می‌شود. از پمپ به منظور حرکت دادن پیستون و ذخیره انرژی استفاده می‌گردد. عملکرد آن متکی به سه پارامتر مهم سرعت آب، دبی و فشار هد است. عملکرد پمپ توسط معادله (۴-۴۰) بیان می‌شود [۷۸].

$$f(H, Q, V) = 0 \quad ۴-۴۰$$

برای حل این معادله، یکی از سه پارامتر ثابت در نظر گرفته می‌شود. دبی نیز توسط رابطه (۴-۴۱) داده می‌شود.

$$Q_v = \frac{V}{t} = vA \quad ۴۱-۴$$

که در رابطه فوق، Q_v میزان دبی حجمی (مترمکعب بر ثانیه)، V حجم آب (مترمکعب)، v سرعت آب در لوله (متر بر ثانیه) و A مساحت مجرای عبور (مترمربع) می‌باشد. فشار دشارژ پمپ از رابطه (۴۲-۴) محاسبه می‌شود.

$$H_d = \frac{P_d}{\rho g} \quad ۴۲-۴$$

که H_d و P_d به ترتیب هد و فشار دشارژ می‌باشند. فشار پمپ در هنگام مکش توسط رابطه (۴۳-۴) بیان می‌شود:

$$H_s = \frac{|P_s|}{\rho g} \quad ۴۳-۴$$

که H_s و P_s به ترتیب هد و فشار مکش می‌باشند. مجموع مکش و هدهای دشارژ به هد کل پمپ منجر می‌شوند. بنابر این رابطه (۴۴-۴) قابل استخراج خواهد بود.

$$H_T = H_d + H_s = \frac{P_d + |P_s|}{\rho g} = \frac{P_d - P_s}{\rho g} \quad ۴۴-۴$$

با استفاده از روابط (۴۳-۴) و (۴۴-۴)، رابطه (۴۵-۴) بدست می‌آید.

$$\Delta P_p = P_d - P_s = \rho g H_T \quad ۴۵-۴$$

همچنین توان مفید و مصرف شده پمپ با استفاده از رابطه (۴۶-۴) محاسبه می‌شوند.

$$P_U = \Delta P_p Q_v = Q_m g H_T \quad ۴۶-۴$$

$$P_{Cp} = g \frac{Q_v \rho H_T}{\eta_p}$$

که در رابطه فوق، راندمان پمپ به صورت رابطه (۴۷-۴) می‌باشد.

$$\eta_p = \frac{P_U}{P_{Cp}} \quad ۴۷-۴$$

که در آن P_U و P_{Cp} به ترتیب توان مفید و توان الکتریکی مصرف شده توسط پمپ است [۷۸].

۴-۴-۳- مدل مدیریت انرژی

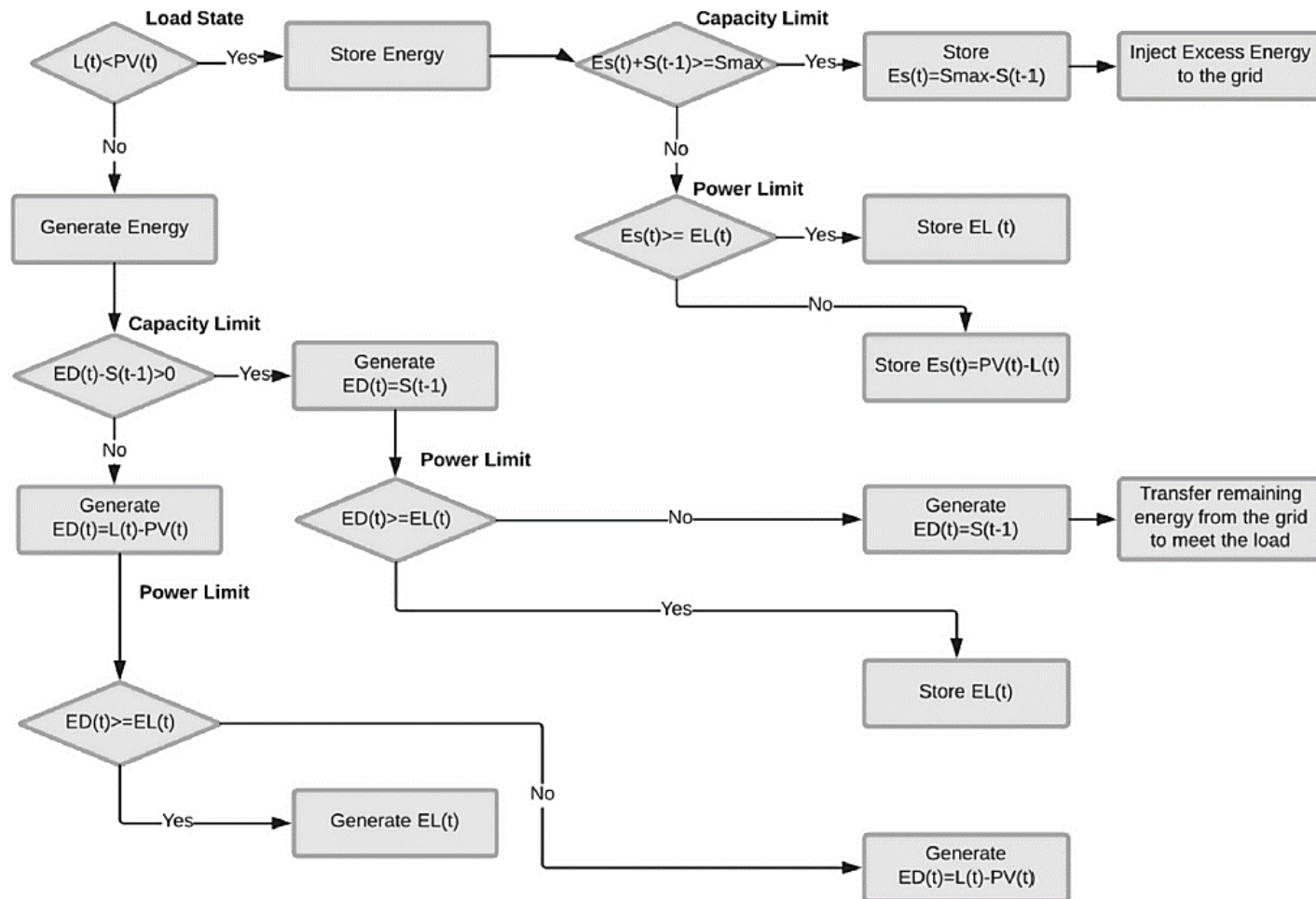
جریان انرژی در سیستم ذخیره‌سازی توسط سیستم مدیریت انرژی کنترل می‌شود. این کار با دو سناریو شامل ذخیره‌سازی و دشارژ انرژی سروکار دارد. GES انرژی مازاد را ذخیره می‌کند. این انرژی اختلاف میان تقاضای بار و مقدار

انرژی تولید شده توسط سیستم تولید پراکنده (به عنوان مثال سیستم فتوولتاییک) در شرایطی است که میزان تولید بیش از تقاضا باشد. انرژی ذخیره شده هنگامی آزاد می‌شود که نیاز به انرژی کمتر از مقدار تولید شده توسط سیستم تولید پراکنده باشد. در این حالت، انرژی آزاد شده از ذخیره‌ساز برابر با تفاوت میان انرژی تولید شده توسط سیستم و بار می‌باشد. محدودیت توان و ظرفیت نامی سیستم ذخیره‌سازی توسط مدل در نظر گرفته شده است. این بدان معنی است که انرژی دشارژ شده در یک زمان خاص نباید بیشتر از سطح انرژی موجود در سیستم ذخیره‌سازی در آن لحظه باشد و انرژی شارژ شده می‌بایست کمتر یا معادل ظرفیت سیستم باشد. شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ الگوریتم‌های دشارژ و ذخیره‌سازی را نشان می‌دهند [۷۸].

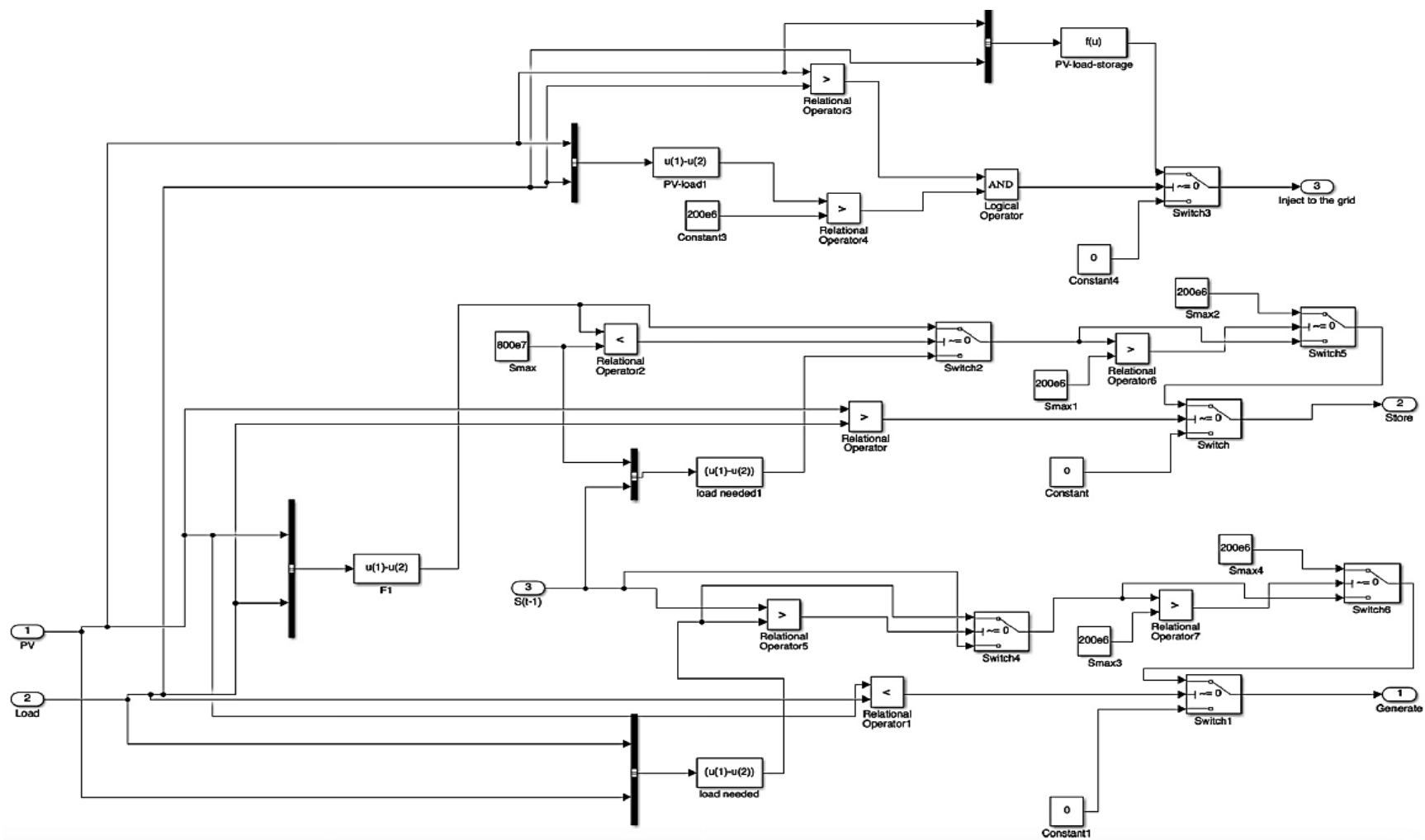
مدل قبل از شروع فرآیندهای ذخیره‌سازی و دشارژ سیستم، می‌بایست وضعیت سیستم ذخیره‌سازی را بررسی کند. بلوک سیمولینک که وضعیت سیستم ذخیره‌سازی را نشان می‌دهد در شکل ۴-۸ آورده شده است. رابطه (۴-۴۸) حالت ذخیره‌ساز در زمان (t) را نشان می‌دهد [۷۸].

$$S(t) = (1 - \delta)S(t-1) - E_D(t) + (E_S(t)\eta) \quad 4-48$$

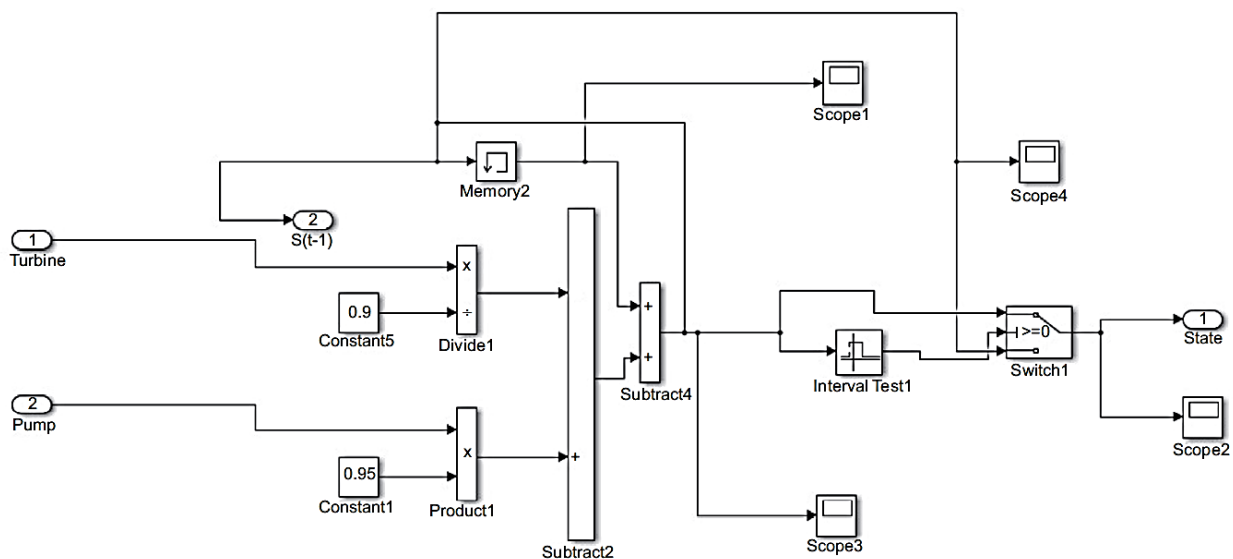
سطح ذخیره‌سازی سیستم از انرژی ذخیره شده در زمان (t)، انرژی باقی‌مانده در ذخیره‌ساز در زمان (t-1) و انرژی دشارژ شده از سیستم در زمان (t) تعیین می‌شود. همچنین تلفات سیستم می‌بایست در نظر گرفته شود، که شامل نرخ دشارژ خودی (δ) و بازده ذخیره‌سازی (η) می‌باشد. سطح ذخیره‌سازی نباید بیشتر از ظرفیت ذخیره‌سازی باشد و از طرفی مقدار آن باید مثبت باشد.



شکل ۴-۶: الگوریتم مدیریت انرژی در سیستم



شکل ۴-۷: مدل سیستم مدیریت انرژی در سیمولینک MATLAB



شکل ۴-۸: بلوک نشان دهنده حالت ذخیره‌ساز

۴-۴-۴-۴ مدل‌های شبکه و سیستم تولید پراکنده

روابط (۴۹-۴) تا (۵۱-۴) برای مدل‌سازی سیستم تولید پراکنده که در این قسمت سلولهای فتوولتایک هستند مورد استفاده قرار می‌گیرند. یک آرایه فتوولتایک شامل n ماژول دارای حداکثر توان نامی برابر با رابطه (۴۹-۴) می‌باشد [۹۲].

$$P_p = nW_p \quad ۴۹-۴$$

در شرایط تست استاندارد (STC)^۱ و با تابش 1 kW/m^2 ، سیستم دارای پیک توان نامی (P_p) می‌باشد. حداکثر توان ماژول نیز برابر با W_p است. متوسط انرژی تولید شده در هر سال به وسیله نیروگاه فتوولتایک با رابطه (۵۰-۴) بیان می‌شود.

$$E_p = \frac{S_r P_p}{I_{stc}} \eta \quad ۵۰-۴$$

که S_r تابش خورشیدی منطقه (ناحیه) بوده و تابع شرایط آب و هوایی و زمان در سال است. I_{stc} میزان تابش خورشیدی^۲ در STC و η بهره‌وری (بازده) سلول خورشیدی می‌باشد. میانگین انرژی تولید شده با استفاده از رابطه (۵۱-۴) و با در نظر گرفتن جهت‌گیری و شیب سیستم محاسبه می‌گردد [۹۲].

$$E = E_p \xi \quad ۵۱-۴$$

^۱ Standard Test Condition

^۲ Solar Irradiance

در بهره‌وری سیستم فاکتور کاهش دمایی نیز باید در نظر گرفته شود. این پارامتر در کارایی کلی سیستم معمولاً ۰.۷۵٪ لحاظ می‌شود. پارامتر مذکور با استفاده از رابطه (۵۲-۴) قابل محاسبه است [۹۲].

$$\eta_t = 1 - [\gamma \times (T_c - T_{stc})] \quad ۵۲-۴$$

که در آن γ ضریب دمایی توان می‌باشد. برای سیلیکون کریستالی، این ضریب معمولاً ۰.۰۰۵٪ در نظر گرفته می‌شود [۹۲].

برای مدل‌سازی بار در سیمولینک از یک بلوک بار دینامیکی استفاده می‌شود. تامین این بار بر عهده شبکه برق و سیستم تولید پراکنده است. شبکه وظیفه پخش بهینه انرژی بین عناصر مختلف مدل‌سازی شده را بر عهده دارد. معادله مدل شبکه با استفاده از (۵۳-۴) بیان می‌شود [۷۸].

$$P_{grid}(t) = P_L(t) - P_D(t) - P_{PV}(t) + P_S(t) \quad ۵۳-۴$$

که $P_{grid}(t)$ توان مبادله شده بین شبکه الکتریکی و بار (در اینجا بار از نوع بار مسکونی است)، $P_L(t)$ تقاضای بار، $P_D(t)$ توان دشارژ ذخیره‌ساز، $P_S(t)$ توان ذخیره شده در سیستم و $P_{PV}(t)$ توان خروجی نیروگاه فتوولتاییک است.

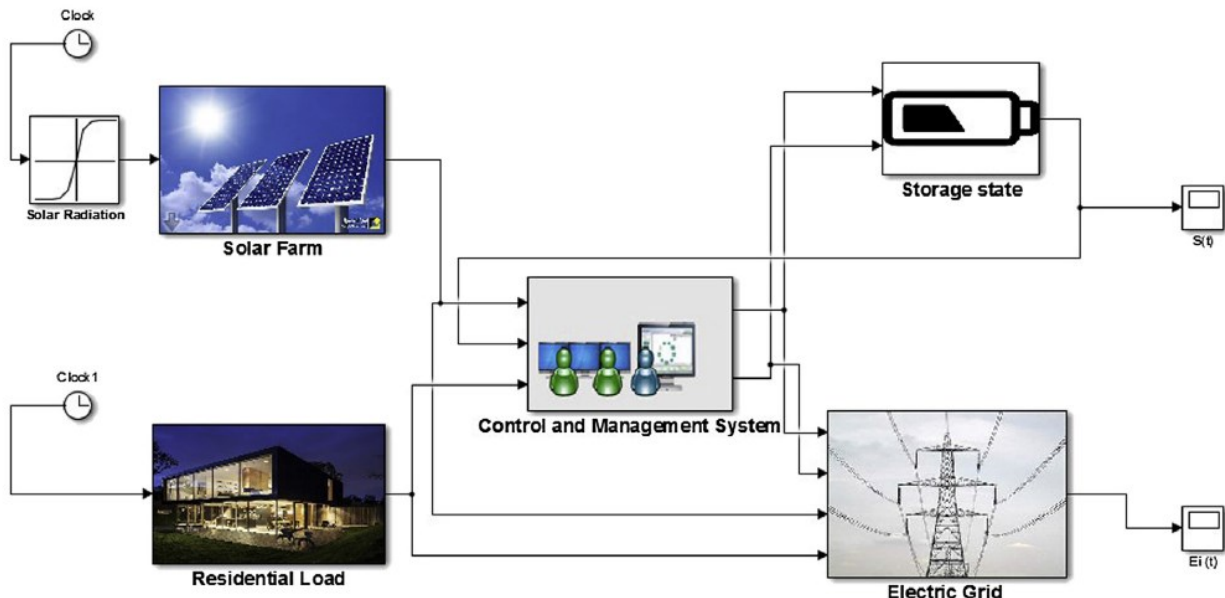
۴-۴-۵- تجزیه و تحلیل مدل و شبیه‌سازی

به منظور بررسی اثربخشی مدل، قرار دادن اجزای مدل در کنار یکدیگر و تجزیه و تحلیل نتایج فرایند حاصل از مدل‌سازی با استفاده از داده‌های ورودی واقعی الزامی است. اهداف اصلی این شبیه‌سازی، بررسی عملکرد سیستم ترکیبی (متشکل از نیروگاه فتوولتاییک، ذخیره‌ساز و شبکه) با هدف پاسخگویی به بار مسکونی می‌باشد. در واقع تولید نیروگاه فتوولتاییک، وضعیت ذخیره‌ساز و همچنین توان تزریق شده به شبکه الکتریکی در بازه‌های زمانی مختلف، خروجی مدل و شبیه‌سازی ارائه شده هستند. در این ارتباط بلوک نشان دهنده مصرف کننده انرژی مسکونی به بلوک‌های مزرعه فتوولتاییک، بلوک دشارژ ذخیره‌ساز و شبکه مرتبط است [۷۸].

به منظور تامین بار مسکونی، الکتریسیته تولید شده توسط سیستم فتوولتاییک و بلوک دشارژ ذخیره‌ساز همراه با انرژی تامین شده از شبکه به آن منتقل می‌شوند. انرژی تولید شده توسط نیروگاه فتوولتاییک و میزان دبی سیستم ذخیره‌سازی در دریچه^۱ به عنوان ورودی به بلوک حالت پمپ ذخیره‌سازی وارد می‌شود. توان تولید شده توسط این بلوک در اختیار بلوک ذخیره انرژی قرار می‌گیرد. بلوک ذخیره انرژی وظیفه کنترل انرژی شارژ شده و دشارژ شده از سیستم ذخیره‌ساز را بر عهده دارد. مشخصات سیستم مانند فشار مورد استفاده برای محاسبه میزان دبی را می‌توان با استفاده از

^۱ Valve

مشخصات فنی مجموعه محفظه/ پیستون تعیین نمود. این مجموعه به دریچه متصل است که مقدار دبی را به بلوک حالت شارژ می‌فرستد (شکل ۹-۴).



شکل ۹-۴: مدل نمونه جهت مدل‌سازی و مطالعه

۴-۴-۶- زیرمدل‌های سیمولینک

زیرمدل GES در فاز تولید انرژی (دشارژ) در شکل ۴-۱۰ نشان داده شده است. این زیرمدل از تعدادی بلوک دیاگرام‌های متصل به یکدیگر تشکیل شده است که شامل گاورنر هیدروتوربین، ژنراتور سنکرون، بار RLC سه فاز و سیستم تحریک می‌باشد.

توان توسط بلوک هیدروتوربین (HTG) تولید شده و تحویل ژنراتور می‌شود. محور ژنراتور که با سرعت سنکرون دوران می‌کند، توان مکانیکی خروجی را به توان الکتریکی تبدیل می‌کند. گشتاور الکترومکانیکی و سرعت ایجاد شده توسط ژنراتور در ترمینال "m" مالتی‌پلکس^۱ می‌شوند. سپس سیگنال‌های خروجی توسط یک باس انتخاب‌کننده^۲ از همان ترمینال دی‌مالتی‌پلکس^۳ می‌شوند [۷۸].

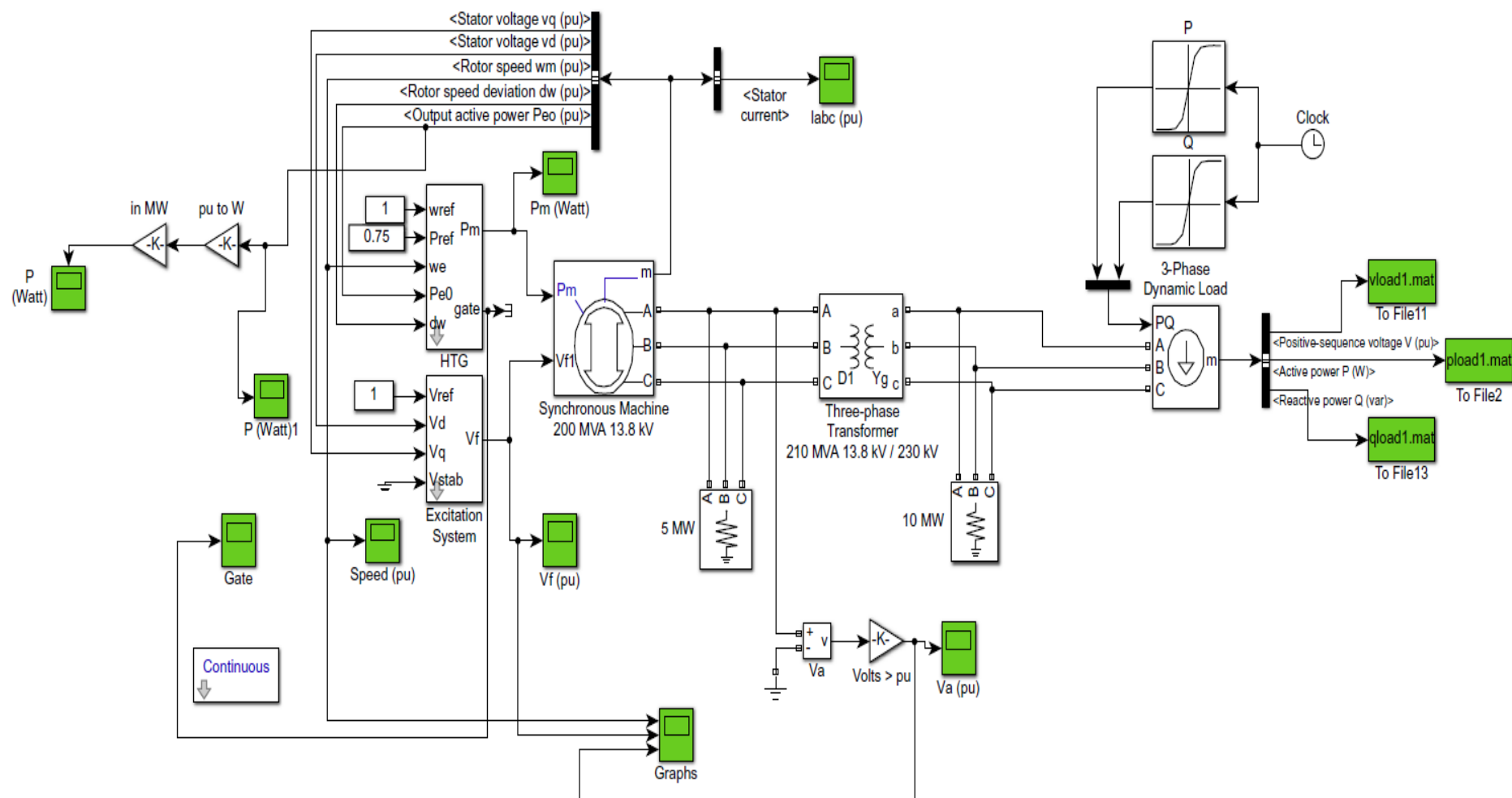
سیگنال‌های دی‌مالتی‌پلکس شده شامل خروجی توان اکتیو، سرعت روتور و ولتاژهای استاتور V_d و V_q هستند که در مدل نشان داده شده‌اند. سرعت روتور و توان اکتیو خروجی به گاورنر هیدروتوربین می‌روند، در حالی که ولتاژهای استاتور V_d و V_q به عنوان سیگنال‌های بازخورد توسط سیستم تحریک که وظیفه تحریک ژنراتور را دارد، استفاده می‌شوند [۷۸].

^۱ Multiplexed

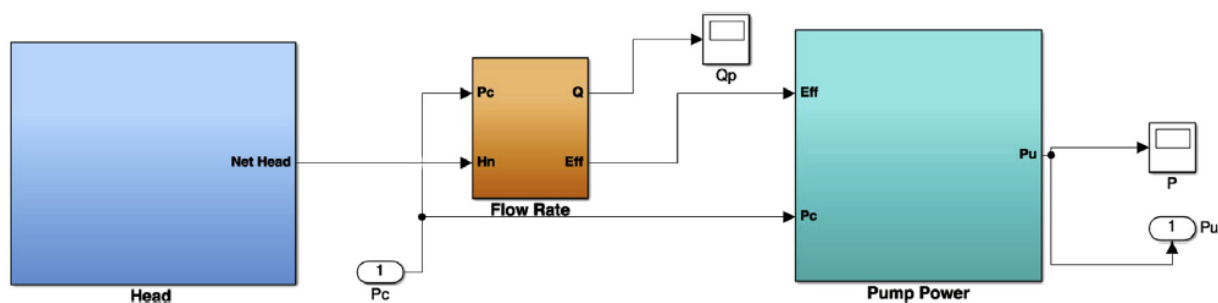
^۲ Bus Selector

^۳ Demultiplexed

سرعت واقعی ژنراتور با سرعت مرجع مقایسه می‌شود. خطای سرعت، تفاوت بین دو سرعت فوق‌الذکر است و توسط کنترل کننده PID استفاده می‌شود. کاهش خطای سرعت موجب افزایش پایداری HTG می‌شود که این با انتخاب دقیق ثابت‌های مناسب برای کنترل کننده PID بدست می‌آید. سیستم با سیگنال خروجی گاورنر پایدار می‌شود. سیگنال خروجی گاورنر توسط سیستم سرو HTG به عنوان ورودی جهت تغییر وضعیت دریچه استفاده می‌شود. اگر سرعت ژنراتور بیشتر از سرعت مرجع باشد، سیستم سروو بواسطه سیگنالی که توسط کنترل کننده PID ارسال می‌شود، میزان باز بودن دریچه را کاهش می‌دهد. این کاهش موجب کاهش سرعت جریان و همچنین توان مکانیکی تولید شده توسط هیدروتوربین خواهد شد. از این‌رو، سرعت ژنراتور کاهش یافته و با سرعت سنکرون شروع به چرخش می‌کند. شکل ۱۱-۴ مدل فاز شارژ GES را نشان می‌دهد [۷۸].



شکل ۴-۱۰: حالت دشارژ ذخیره‌ساز

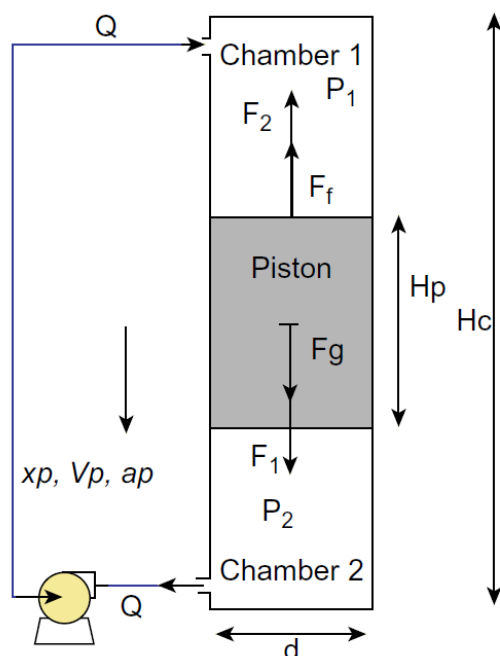


شكل ٤-١١: مدل فاز شارژ GES

۴-۵- مدل سازی هیدرولیکی ذخیره ساز گرانشی

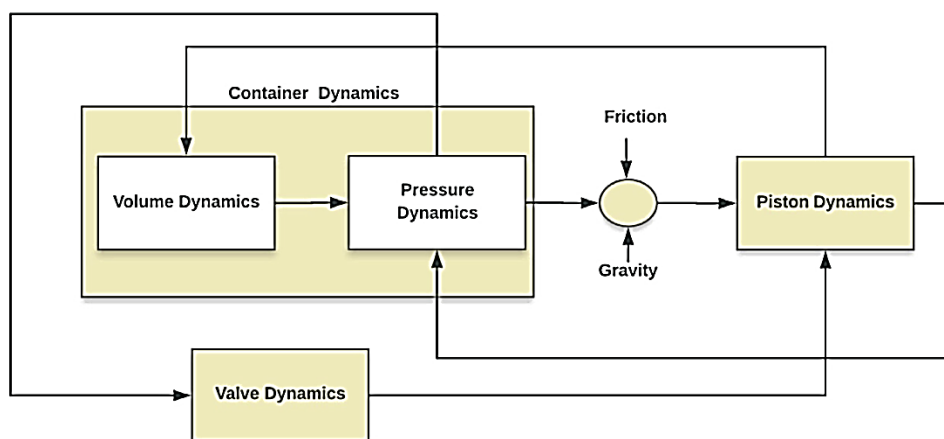
۴-۵-۱- مدل هیدرولیکی دینامیکی

این بخش به مدل‌سازی هیدرولیکی دینامیکی سیستم اختصاص دارد. اولین قدم، آنالیز نیروهای تعادلی مجموعه پیستون-محفظه در حالت ایستا (استاتیک) است. به دنبال آن، یک بررسی دینامیکی از رفتار سیستم انجام می‌شود. افت فشار و اثر اصطکاک در مدل پیشنهادی مورد توجه قرار گرفته است. شکل ۴-۱۲، پارامترهای سیستم و همچنین نیروهای اعمال‌شده در مرحله دشارژ سیستم ذخیره‌ساز گرانم، را نشان می‌دهد [۷۸].



شکل ۴-۱۲: پارامترها و نیروهای وارد بر ذخیره‌ساز انرژی گرانشی در دو فاز شارژ و دشارژ

از پارامترهای نشان داده شده در شکل ۴-۱۲ برای استخراج معادلات حاکم و مدل‌سازی استفاده می‌شود. در هم تنیدگی قابل توجهی بین قسمت‌های مختلف سیستم وجود دارد. تغییر موقعیت دریچه بر حرکت پیستون در داخل محفظه اثر می‌گذارد و این امر بستگی به قابلیت انعطاف‌پذیری مایع، جریان داخل محفظه‌ها، دبی و اختلاف فشار دارد. دریچه، وظیفه کنترل و تنظیم کلیه پارامترهای ذکرشده را بر عهده دارد. اگر تنها یک پارامتر تغییر کند، سایر پارامترها نیز تحت تاثیر قرار می‌گیرند. شکل ۴-۱۳، ارتباط میان قسمت‌های مختلف سیستم هیدرولیکی را نشان می‌دهد [۷۸].



شکل ۴-۱۳: فلوچارت مدل هیدرولیکی

۴-۵-۱-۱- دینامیک حجم

وضعیت اولیه حجم آب در حالت استاتیک ($X_P = 0$) به صورت رابطه (۴-۵۴) می‌باشد [۷۸].

$$V_{1,0} = 0$$

۵۴-۴

$$V_{2,0} = (H_c - H_p)A_2$$

دینامیک حجم مخازن توسط رابطه (۴-۵۵) نشان داده می‌شود.

$$V_1(x_P) = V_{1,0} + x_P \frac{\pi d^2}{4}$$

۵۵-۴

$$V_2(x_P) = (H_c - H_p)A_2 - x_P \frac{\pi d^2}{4}$$

۴-۵-۱-۲- دینامیک فشار

از معادلات پایداری جرم برای نشان دادن رفتار محفظه استفاده می‌شود. جرم مواد در سیستم هیدرولیک تغییر نمی‌کند (رابطه (۴-۵۶)) [۷۸].

$$\dot{V} = \sum Q \quad ۵۶-۴$$

اصل پایستگی جرم نیز با رابطه (۵۷-۴) بیان می‌شود.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho v A = \text{Const} \quad ۵۷-۴$$

همچنین پایستگی جرم مایع نیز بر اساس رابطه (۵۸-۴) مطرح می‌شود [۷۸].

$$\frac{dm_1}{dt} = \rho_w (Q_1 - Q_L) \quad ۵۸-۴$$

$$\frac{dm_2}{dt} = -\rho_w (Q_2 + Q_L)$$

از آنجا که سیستم مورد نظر در شرایط فشار بالا کار می‌کند، در این مطالعه مدول حجمی مایع مورد استفاده قرار می‌گیرد. نادیده گرفتن این مورد موجب درک نادرست از رفتار و پاسخ سیستم خواهد شد. سیستم هیدرولیکی که در فشار بالا کار می‌کند نیازمند استفاده از مقدار زیادی انرژی جهت فشردن مایع است. در نتیجه، پاسخ سیستم به تاخیر می‌افتد. همچنین تا زمانی که مایع به درستی فشرده نشود، حرکت پیستون نمی‌تواند شروع شود. علاوه بر این، ممکن است انرژی ذخیره شده حتی در صورت بسته بودن دریچه موجب حرکت پیستون شود [۹۳]. چگالی مایع به صورت رابطه (۵۹-۴) محاسبه می‌شود.

$$\rho_w(p) = E_w(p) \frac{\delta \rho_w(p)}{\delta p} \quad ۵۹-۴$$

تاکنون تعداد از محققان توانسته‌اند مدول حجمی مایعات هیدرولیکی را تخمین بزنند [۹۴-۹۳]. تعیین تجربی چندین پارامتر برای اکثر معادلات پیشنهادی مورد نیاز است. رابطه (۶۰-۴) برای مدول حجمی کشسانی استفاده می‌شود [۷۸].

$$E_w(p) = \frac{1}{2} E_0 \log_{10} \left(k_1 \frac{P}{P_{odn}} + k_2 \right) \quad ۶۰-۴$$

که در آن P فشار، E_0 مدول تراکم‌پذیری^۱ (قابلیت فشرده‌گی) نامی آب، E_w مدول تراکم‌پذیری آب و P_{odn} فشار مرجع می‌باشد.

رابطه (۶۱-۴) از ترکیب روابط (۵۸-۴) و (۵۹-۴) بدست می‌آید [۷۸].

^۱ Compressibility

$$\frac{dP_1}{dt} \frac{V_1 \rho_W}{E_W(p)} + \frac{dV_1}{dt} \rho_W = \rho_W (Q_1 - Q_L) \quad ۶۱-۴$$

مشتق فشار به صورت رابطه (۶۲-۴) بیان می‌شود.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_W(p)}{V_1(x_p)} (Q_1 - Q_L - A_1 \frac{dx_p}{dt}) \quad ۶۲-۴$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{E_W(p)}{V_2(x_p)} (Q_2 + Q_L - A_2 \frac{dx_p}{dt})$$

۴-۵-۱-۳- دینامیک حرکت پیستون

حرکت پیستون مربوط به فشاری است که به لبه‌های آن وارد می‌شود. استفاده از قانون نیوتن در معادله حرکت پیستون، رابطه (۶۳-۴) را بدست می‌دهد [۷۸].

$$m\ddot{x}_p = F_1 - F_2 + F_g - F_f \quad ۶۳-۴$$

که m جرم پیستون، $\ddot{x}_p$ شتاب پیستون، F_1 و F_2 به ترتیب نیروی فشار وارد شده به محفظه ۱ و ۲، F_g نیروی جاذبه و F_f نیروی اصطکاک می‌باشند. همچنین ذکر این نکته لازم است که حرکت پیستون شامل شتاب، سرعت و موقعیت آن مطابق رابطه (۶۴-۴) خواهد بود.

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m} [P_1 A_1 - P_2 A_2 + mg - F_f]$$

$$\dot{x}_p = \frac{\Delta x_p}{\Delta t} \quad ۶۴-۴$$

$$x_p = \int \dot{x}_p$$

اصطکاک حرکت پیستون نیز می‌بایست در نظر گرفته شود. تماس میان آب‌بند (درزگیر)، کناره‌های محفظه، جریان آب و مجرای برگشت موجب ایجاد اصطکاک می‌شود که بر رفتار دینامیکی GES تاثیر می‌گذارد. معمولاً اصطکاک در بخش هیدرولیک به متغیرهای مختلفی مانند سطح، نوع ماده، زبری، اختلاف فشار، تلورانس‌ها و دما وابسته می‌باشد. به‌علاوه، ویژگی‌های آب‌بند نظیر اندازه، نوع ماده و شکل آن نیز مهم می‌باشند. سیستم‌های هیدرولیکی به دلیل آب‌بندی فشرده‌ای که در آنها بکار گرفته می‌شود، معمولاً دارای نیروهای اصطکاکی بسیار خشک و رفتار پیچیده می‌باشند [۹۵]. این جنبه از اصطکاک در این مطالعه به صورت یک اختلال خارجی مدل می‌شود. برای محاسبه این نیرو، ضریب اصطکاک در نیروی آب‌بندی وارد شده بر دیواره محفظه ضرب می‌شود. از آنجا که تشخیص میزان اصطکاک بدون

اندازه‌گیری‌های آزمایشی دشوار است، لذا از مقدار تخمینی ۰/۱ استفاده می‌شود [۹۶]. این مقدار بر اساس استفاده از یک درزگیر رفت و برگشتی در یک محفظه ساخته شده از جنس فولاد تعیین شده است.

$$F_s = \mu F_N \quad ۶۵-۴$$

برای فرموله کردن نیرویی که بر روی آب‌بند محفظه با تغییر شکل اولیه اورینگ^۱ ایجاد می‌شود، رابطه Lindley مورد استفاده قرار می‌گیرد [۹۷]. نیروی طبیعی وارد شده به سیلندر با استفاده از رابطه (۶۶-۴) قابل محاسبه است.

$$F_N = b\pi D(\dot{P}_1 + \Delta P_f) \quad ۶۶-۴$$

که b نمایانگر پهنای اتصال، D میانگین قطر حلقه اورینگ، ΔP_f اختلاف فشار سیستم و $\dot{P}_1$ فشار تماس ناشی از فشرده‌سازی اولیه می‌باشد. رابطه (۶۷-۴) برای محاسبه $\dot{P}_1$ استفاده می‌شود [۷۸].

$$\dot{P}_1 = d_s E (1.25 C^{1.25} + 50 C^6) \quad ۶۷-۴$$

فشرده‌سازی کسری یا همان C برابر با کسر فشرده‌سازی قطری (a) است. بر همین اساس، فرض بر این است که فشرده‌سازی کسری اولیه برابر با ۲۵ درصد باشد. اصطکاک کمتر و تلورانس‌های سختگیرانه‌تر با فشرده‌سازی کسری کمتر نشان داده می‌شود. E نشان‌دهنده مدول الاستیک ماده اورینگ و d_s قطر مقطع اورینگ می‌باشد. به منظور تعیین فشار تماس ناشی از اختلاف فشار سیستم (ΔP_f) یک معادله تجربی مطابق رابطه (۶۸-۴) مورد استفاده قرار می‌گیرد [۹۸].

$$\Delta P_f = \alpha \frac{\dot{P}_1 (d\pi/2 - a)}{a} \quad ۶۸-۴$$

که در آن α ضریب تبدیل بوده و فرض می‌شود برابر با ۰/۴ باشد [۹۹]. رابطه (۶۹-۴) و همچنین تئوری هرترز^۲ برای تعیین عرض اتصال b استفاده می‌شود [۹۹].

$$b = \sqrt{\frac{6\dot{P}_1 d_s}{\pi E}} \quad ۶۹-۴$$

معادلات ارائه‌شده جنبه‌های زمانی مانند زمان استراحت را در نظر نمی‌گیرند. در حالت کلی فرض می‌شود که فشار تماس موثر تغییر نمی‌کند. به دلیل حساسیت کم آب‌بندی استفاده‌شده، اثرات دما نیز نادیده گرفته می‌شود.

^۱ نوعی درزبند مکانیکی و به شکل چنبره می‌باشد.

^۲ Hertz

۴-۵-۱-۴- تلفات هیدرولیکی

تلفات هیدرولیکی به طور قابل توجهی بر بازده کلی ذخیره‌سازی اثر می‌گذارد. در ذخیره‌ساز گرانشی، تلفات هیدرولیکی باید مشخص شود زیرا انرژی مایع متحرک در محفظه و لوله بازگشتی از دست می‌رود. دلیل رخداد این تلفات، اصطکاک داخلی سیال در حال حرکت در محفظه یا لوله برگشتی می‌باشد. علاوه بر این، ویسکوزیته سیال نیز بر دینامیک و کارایی سیستم اثر می‌گذارد. به همین دلیل عناصر فیزیکی مورد استفاده در سیستم، نظیر دریچه و اتصالات نیز حائز اهمیت می‌باشند. تلفات فوق به صورت تلفات عمده و جزئی طبقه‌بندی می‌شوند (رابطه (۷۰-۴)) [۷۸].

$$H_L = h_{Lmajor} + h_{Lminor} \quad ۷۰-۴$$

که h_{Lminor} تلفات عمده سیستم را نشان می‌دهد و ناشی از اصطکاک است. به منظور تعیین این نوع تلفات هیدرولیکی از رابطه دارسی-وایزباخ^۱ (۷۱-۴) استفاده می‌شود. این رابطه، برای جریان غیر متراکم و ثابت استفاده می‌شود [۷۸].

$$h_{Lmajor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad ۷۱-۴$$

که f فاکتور اصطکاک، L طول لوله (متر)، D قطر لوله داخلی (متر)، V سرعت متوسط آب (متر بر ثانیه) و g شتاب گرانشی (متر بر ثانیه) می‌باشد. برای جریان متلاطم^۲، رابطه (۷۲-۴) به منظور محاسبه ضریب اصطکاک استفاده می‌شود [۱۰۰].

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad ۷۲-۴$$

که در آن e زبری نسبی و برابر با $e = \frac{\varepsilon}{D}$ ، v ویسکوزیته جنبشی آب و Re عدد رینولدز می‌باشد که برابر با $Re = \frac{VD}{\nu}$ می‌باشد.

h_{Lminor} تلفات جزئی ناشی از خم شدن لوله‌ها، اتصالات، شیرآلات و سایر موارد می‌باشد. هر یک از آنها ضریب افت متفاوتی دارند (K). این تلفات با مربع سرعت جریان متناسب است. رابطه (۷۳-۴) برای تعیین تلفات جزئی هیدرولیک سیستم استفاده می‌شود [۱۰۱].

$$h_{Lminor} = K_L \frac{V^2}{2g} \quad ۷۳-۴$$

^۱ Darcy-Weisbach Equation

^۲ Turbulent Flow

که K_L ضریب تلفات است. از رابطه (۴-۷۴) برای تبدیل H_t به P_H استفاده می‌شود.

$$H_t = P_H \frac{10}{SG} \quad ۷۴-۴$$

۴-۵-۱-۵-۴- دینامیک دریچه

با باز شدن دریچه، روند تخلیه سیستم آغاز می‌شود. دریچه، وظیفه کنترل جریان سیال در محفظه‌ها را بر عهده دارد. این جریان با باز و بسته شدن دریچه هدایت می‌شود. بنابر این معادله حاکم بر مدل‌سازی دریچه تخلیه (معادله (۴-۷۵)) به افت فشار و میزان جریان وابسته است [۷۸].

$$P_2 - P_1 = R_v Q_2^2 + I \frac{dQ_2}{dt} \quad ۷۵-۴$$

فشار در هر دو محفظه توسط P_A و P_B نشان داده می‌شود. این امر به مقاومت جریان دریچه R_v و اندوکتانس لوله (I) بستگی دارد که به صورت رابطه (۴-۷۶) بیان می‌شود.

$$I = \frac{\rho L_T}{A_T} \quad ۷۶-۴$$

که A_T سطح مقطع لوله برگشتی و L_T طول لوله می‌باشد. مقاومت جریان دریچه به صورت رابطه (۴-۷۷) بیان می‌شود.

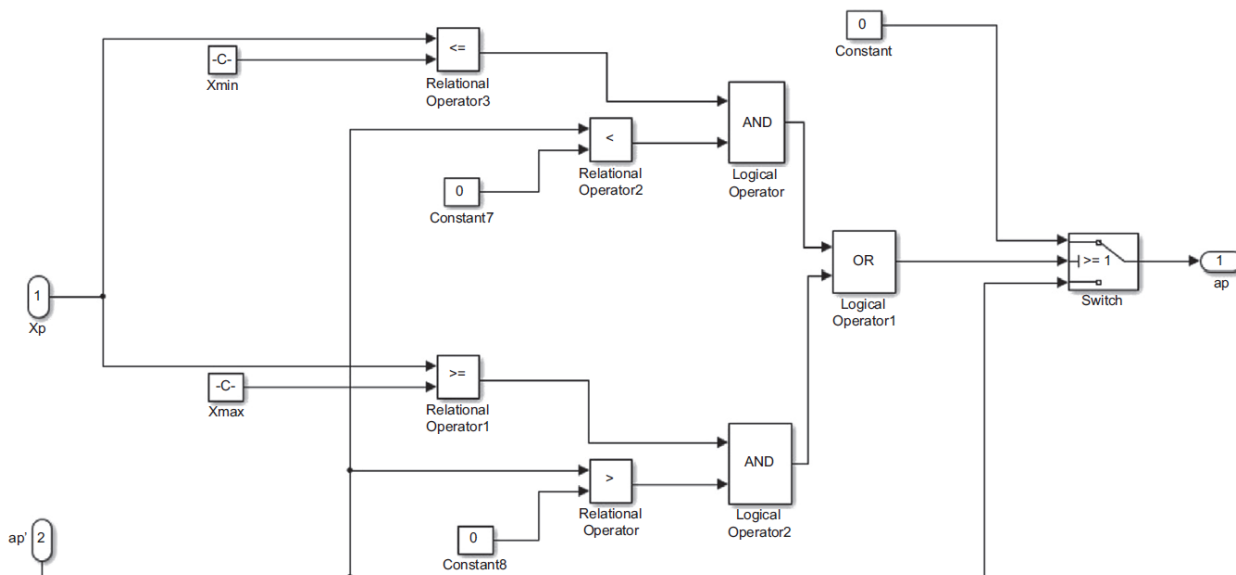
$$R_v = \frac{1}{2} \rho C_d \frac{1}{A_0^2} \quad ۷۷-۴$$

که C_d ضریب تخلیه دریچه و A_0 ناحیه باز شدن آن می‌باشد. می‌توان از سیمولینک به منظور حل معادلات ارائه شده اجزای مختلف هیدرولیکی استفاده کرد. یکی از اهداف مدل پیشنهادی، تجسم و تجزیه و تحلیل رفتار هیدرولیکی GES می‌باشد. پارامترهای سیستم که می‌توانند به صورت تابعی از زمان با استفاده از مدل پیشنهادی مشخص شوند، شامل فشار محفظه، دبی، حجم و همچنین مشخصات حرکت پیستون (شتاب، سرعت و موقعیت) می‌باشند. برای تضمین عملکرد دقیق سیستم، می‌بایست سیستم کنترل و مدیریت نیز به مدل اضافه شود [۷۸].

۴-۵-۱-۶- سیستم کنترل و مدیریت

نقش سیستم کنترل و مدیریت، نظارت دقیق بر وضعیت پیستون و سرعت آن در داخل محفظه است. جمع‌کننده دوتایی و بلوک اشباع استفاده شده توسط سیمولینک به درستی مرزهای فیزیکی محفظه را نشان نمی‌دهند. به عبارت دیگر، رسیدن به حد اشباع بالاتر از سرعت پیستون به معنای توقف عملکرد توسط بلوک جمع‌کننده نیست. به همین

دلیل، مهم است که یک سیستم کنترلی، مدل‌سازی شود. در صورت رسیدن به محدودیت‌های مرزی محفظه توسط پیستون، یک عدد صفر به سرعت اختصاص داده خواهد شد. مدل سیستم کنترل در شکل ۴-۱۴ نشان داده شده است [۷۸].



شکل ۴-۱۴: سیستم مدیریت و کنترل پیستون در داخل محفظه

۴-۵-۲- مدل‌های سیمولینک

۴-۵-۲-۱- مدل سطح سیستمی

مدل سطح سیستمی شامل معادلات حاکم بر پیستون، محفظه و دریچه در شکل ۴-۱۵ آورده شده است. زیرمدل‌های مختلف برای توسعه مدل سطح سیستمی به یکدیگر متصل می‌شوند. خروجی دریچه کنترل، ورودی بلوک‌های پیستون و محفظه است. خروجی‌های محفظه به عنوان ورودی دریچه استفاده می‌شوند. بلوک دینامیک پیستون موقعیت، سرعت و شتاب را تولید می‌کند که توسط بلوک محفظه به عنوان ورودی استفاده می‌شوند. ورودی‌های بلوک پیستون فشار و میزان دبی می‌باشند [۷۸].

۴-۵-۲-۲- مدل دریچه

از روابط و معادلات ارائه شده برای توسعه زیربلوک‌های مدل سطح سیستمی استفاده می‌شود. بلوک دینامیک دریچه به همراه جزئیات آن در شکل ۴-۱۶ آورده شده است. در این مدل، فشار موجود در محفظه به عنوان ورودی در نظر

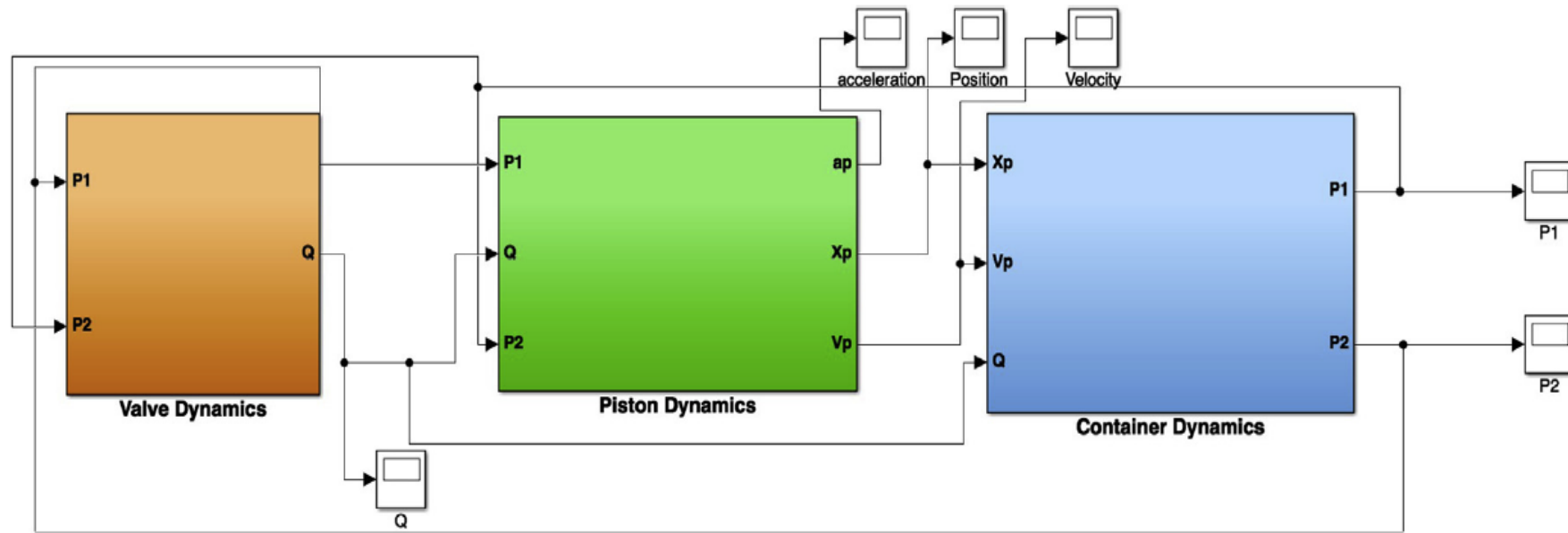
گرفته می‌شود، در حالی که دبی خروجی آن است. برای مدل‌سازی دینامیک دریچه، آشنایی با هندسه لوله^۱ برگشت و مشخصات دبی دریچه ضروری است [۷۸].

۴-۵-۲-۳- مدل پمپ

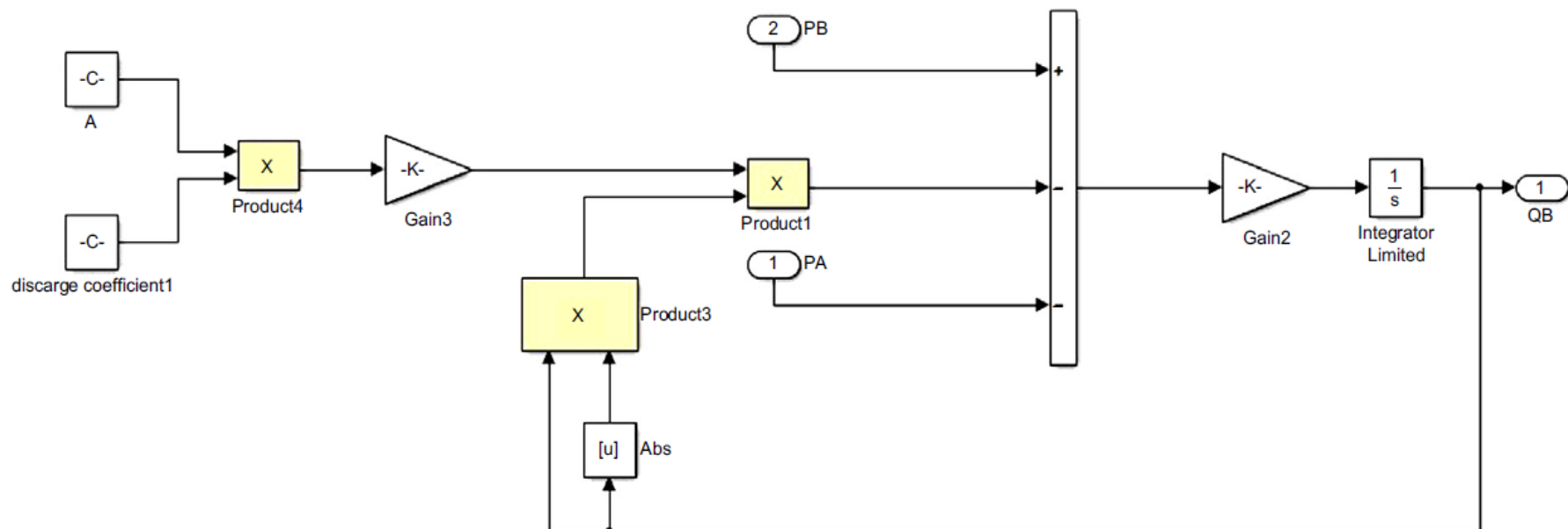
در صورت استفاده سیستم از پمپ-توربین جداگانه، مناسب‌ترین نوع پمپ‌ها جهت استفاده در این سیستم خاص، پمپ‌های گریز از مرکز^۲ هستند. پمپ بر اساس مشخصات سیستم از جمله دبی، هد فشار و توان انتخاب می‌شود. همان‌طور که در شکل ۴-۱۷ نشان داده شده است از بلوک‌های SimHydraulics برای مدل‌سازی پمپ استفاده می‌شود. بسته بلوک سیمولینک فوق‌الذکر به طور خاص برای مدل‌سازی قطعات هیدرولیکی استفاده می‌شود. این بلوک شامل سنسورها، زیرسیستم‌های الکتروموتور و پمپ گریز از مرکز است. سیگنال کنترل و سرعت چرخش توسط پمپ به عنوان ورودی استفاده می‌شوند، در حالی که دبی به عنوان خروجی حاصل می‌شود. زیرسیستم الکتروموتور با یک منبع سرعت زاویه‌ای ایده‌آل در مصالحه است که این منبع به یک بلوک مرجع مکانیکی و سرعت اتصال داده شده است. سرعت چرخش توسط زیرسیستم به محور پمپ ارائه می‌شود. علاوه بر این، این مدل شامل مرجع سیالات هیدرولیکی، روزنه متغیر و یک معماری حل مساله است. سنسورها برای اندازه‌گیری فشار و دبی سیستم، در مدل قرار می‌گیرند. تبدیل واحدهای SI به واحدهای هیدرولیکی همان‌طور که در شکل ۴-۱۷ نشان داده شده با استفاده از بلوک‌های بهره انجام می‌شود [۷۸].

^۱ Pipe

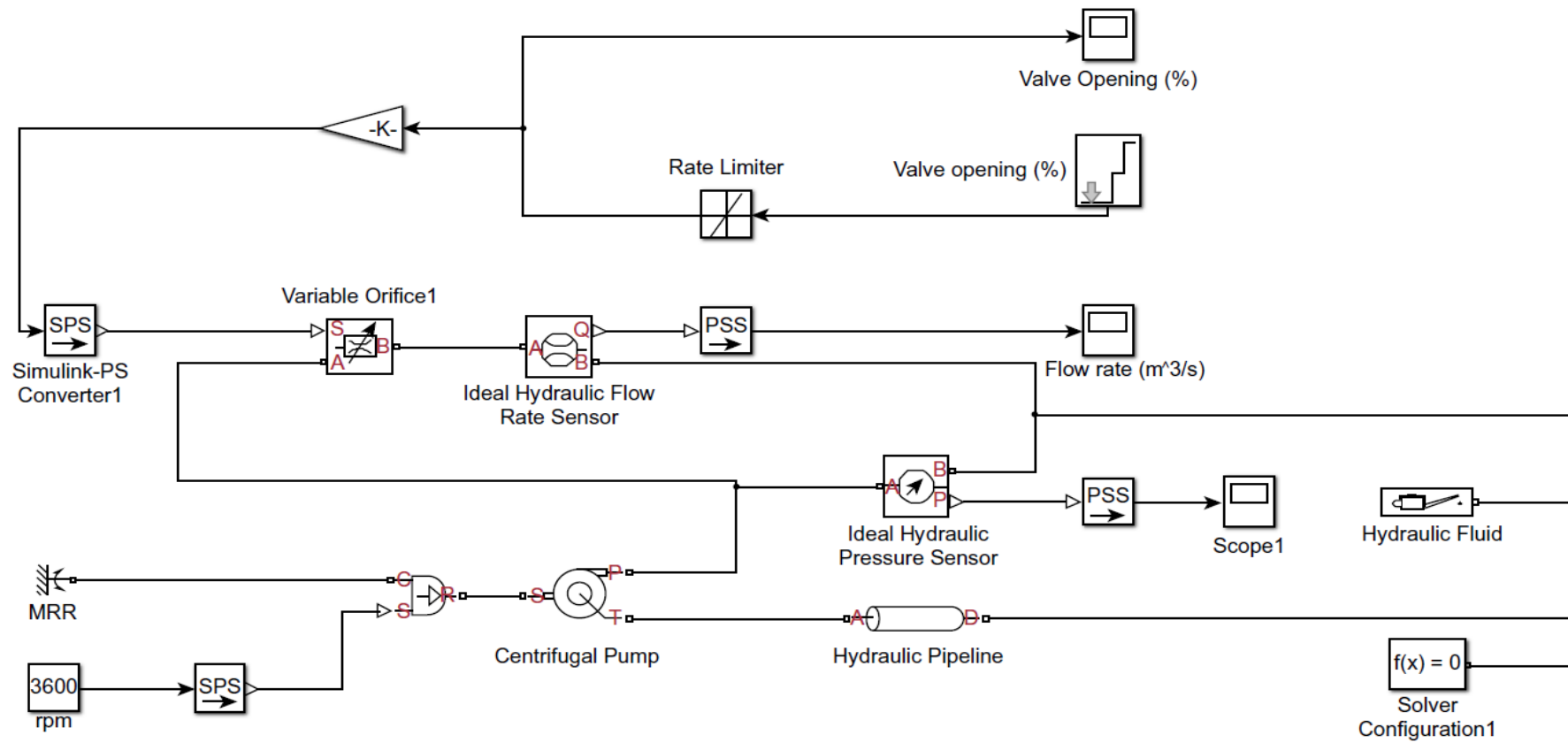
^۲ Centrifugal



شکل ۴-۱۵: مدل سطح سیستمی



شکل ۴-۱۶: مدل سیمولینک دریچه



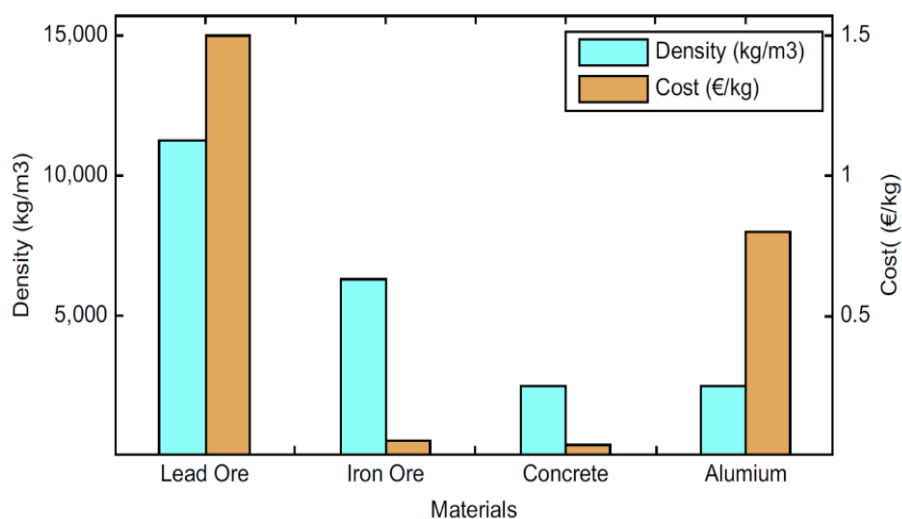
شکل ۴-۱۷: مدل سیمولینک پمپ

۴-۶- مواد کاربردی در ذخیره‌ساز انرژی گرانشی

طراحی مناسب سیستم ذخیره‌ساز گرانشی مستلزم تصمیم‌گیری در خصوص مواد مورد استفاده است. بنابر این لازم است که مطالعاتی در ارتباط با انتخاب مواد به کار گرفته شده در بخش‌های مختلف GES صورت پذیرد.

۴-۶-۱- مواد پیستون

فناوری ذخیره‌سازی گرانشی به گونه‌ای است که نیاز دارد تا از یک پیستون بزرگ برای بهره‌برداری در آن استفاده شود. بار پیستون، فشار مورد نیاز را به سیستم منتقل می‌کند. از آنجایی که پیستون وظیفه تحت فشار قرار دادن آب طی فرآیند دشارژ GES را بر عهده دارد، نقش آن قابل توجه است. بنابراین، می‌بایست از مواد مناسب ساخته شود تا پاسخ مناسب از آن اخذ شود. ویژگی و خصوصیات مواد مختلفی که می‌توانند در ساختار پیستون مورد استفاده قرار گیرند، می‌بایست مورد مطالعه و مقایسه قرار گیرند تا مناسب‌ترین و مقرون‌به‌صرفه‌ترین مواد انتخاب شوند. تراکم (چگالی) و هزینه، دو شاخص مهم در انتخاب بهینه مواد تلقی می‌شوند. رابطه (۴-۲) نشان می‌دهد که تولید انرژی GES مطابق با تغییر چگالی پیستون تغییر می‌کند. بنابراین، ظرفیت سیستم به چگالی مواد مورد استفاده در ساختار پیستون بستگی دارد. بعلاوه، هزینه مواد شاخص مهم دیگری است که در تحلیل اقتصادی سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد. مواد داخلی مورد استفاده در پیستون، بنابر نتایج یک مطالعه انجام شده شامل بتن، سنگ معدن سربی، آلومینیوم و سنگ آهن می‌باشد. چگالی و هزینه مواد مذکور در شکل ۴-۱۸، آورده شده است [۷۸].

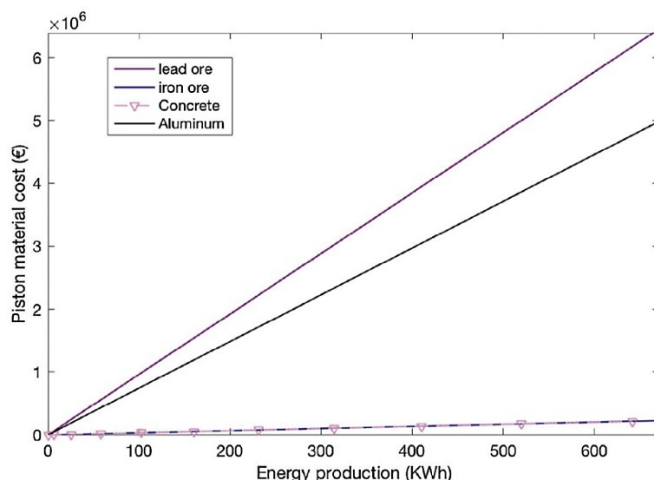


شکل ۴-۱۸: ویژگی و مشخصات مواد

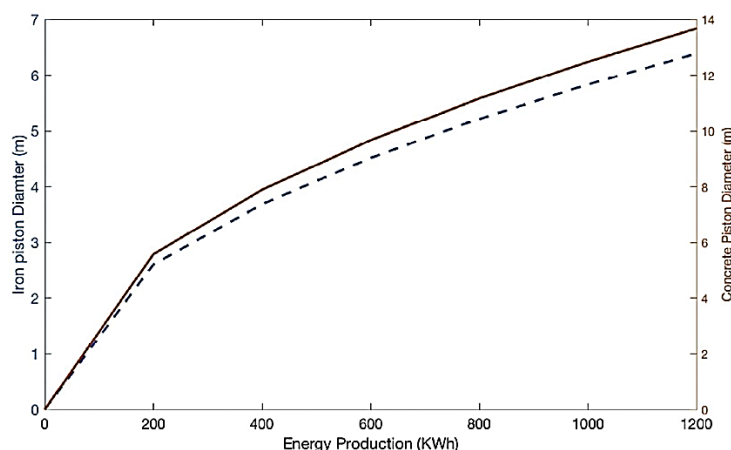
ذکر این نکته لازم است که بخشی از هزینه‌ها اعم از حمل و نقل، پردازش مواد و ارزش باقی‌مانده^۱، لحاظ نشده است. بالطبع با در نظر گرفتن آنها، هزینه ساخت بالاتر خواهد رفت [۱۰۲]. مطابق با شکل ۴-۱۸ ماده با بالاترین چگالی، سنگ معدن سرب است لکن نسبت به سایر مواد گران‌تر است. مقایسه میزان انرژی قابل ذخیره‌سازی در مقابل هزینه ساخت پیستون نیز قابل توجه است. این مقایسه در شکل ۴-۱۹ آورده شده است. قابل تشخیص است که ساخت پیستون با استفاده از سنگ معدن سربی موجب افزایش چشمگیر هزینه‌های سیستم در مقایسه با سایر مواد مطرح شده خواهد شد. از این‌رو انتخاب این ماده (سنگ معدن سربی) توجیه اقتصادی ندارد. اگرچه آلومینیوم و بتن هزینه کمتری دارند، اما تراکم آنها نیز کم است. چگالی آهن دو برابر چگالی بتن است. بنابراین، حتی اگر مواد بتنی از سنگ‌آهن ارزان‌تر باشند، ساخت پیستون با بتن موجب هزینه بیشتری خواهد شد. دلیل این امر به این واقعیت متکی است که برای غلبه بر چگالی کم بتن و کاهش اثرات آن، به پیستون بزرگ‌تر بتنی نیاز است. شکل ۴-۲۰، نشان می‌دهد که پیستون بتنی با قطر دو برابر، می‌بایست برای تولید انرژی مشابه در نظر گرفته شود. با این وجود، اگر قطر پیستون زیاد شود، هزینه ساخت سازه محفظه افزایش خواهد یافت. بنابراین، در مقایسه با موارد مشابه، سنگ‌آهن به عنوان ماده‌ای بهینه در نظر گرفته می‌شود و به دلیل کم‌هزینه بودن و تراکم مناسب، می‌تواند جهت ساخت سازه داخلی پیستون مورد استفاده قرار گیرد [۷۸].

به منظور جلوگیری از ترکیب شیمیایی سنگ‌آهن با آب، می‌بایست ساختار داخلی پیستون در یک پوشش قرار گیرد. از آنجا که بار پیستون داخلی زیاد است، بدنه یا پوشش مورد استفاده باید از استحکام بالایی برخوردار باشد. فولاد به دلیل استحکام مناسب در مقابل آب، می‌تواند به عنوان ماده‌ای جهت ساخت بدنه پیستون مورد استفاده قرار گیرد. همچنین به منظور جلوگیری از جاری شدن آب در پیرامون پیستون و کاهش نشتی آن، می‌بایست از درزبندهای هیدرولیکی^۲ استفاده شود. این درزبندها باید از موادی ساخته شوند که قادر به مقاومت در برابر فشار زیاد داخلی سیستم باشند. موادی که معمولاً در کاربردهای هیدرولیکی مورد استفاده قرار می‌گیرند شامل پلیمرهای پلاستیکی نظیر پلی‌تترافلورو اتیلن^۳ هستند. این ماده مقاومت بالای در مقابل سایش داشته و اصطکاک بین بدنه پیستون و محفظه را به حداقل می‌رساند [۷۸].

^۱ Residual Value^۲ Hydraulic Seals^۳ Polytetrafluoroethylene



شکل ۴-۱۹: هزینه پیستون بر اساس میزان انرژی ذخیره‌سازی برای مواد مختلف



شکل ۴-۲۰: مقایسه انرژی تولید شده توسط پیستون بتنی و آهنی

۴-۶-۲- مواد محفظه

ساختار و عملکرد محفظه‌ها در طول سال‌های گذشته پیشرفت قابل توجهی را تجربه نموده‌اند. انتخاب مواد مناسب برای ساخت محفظه با در نظر گرفتن جنبه‌های مختلف، نیازمند مطالعه و تحقیق در حوزه مواد می‌باشد. مهم‌ترین معیار برای انتخاب مواد مورد نیاز جهت ساخت محفظه شامل استحکام، دوام و هزینه است. ساختار محفظه باید به گونه‌ای باشد تا بتواند در مقابل فشار زیاد اعمال شده توسط آب و بار پیستون، پایدار بماند. به علاوه، محفظه ذخیره‌سازی می‌بایست از مقاومت لازم در مقابل فشارهای داخلی و یا خارجی محیط برخوردار باشد. آنها باید در برابر سایش و خوردگی مقاوم و ضد آب باشند. محفظه‌هایی که روی زمین (بالای سطح زمین) قرار می‌گیرند، باید قادر به تحمل تمام شرایط آب و هوایی باشند و در برابر آب و هوا مقاوم باشند. محفظه‌های زیرزمینی باید در برابر وزن خاک پیرامون خود و هر فشار دیگری که می‌تواند از کنار و یا بالای محفظه وارد شود، مقاوم باشند. علاوه بر این، سطح ساختاری محفظه باید مسطح

باشد تا بتواند اصطکاک بین خود و پیستون را کاهش دهد. محفظه را می‌توان از مواد مختلف ساخت و بیشترین موادی که در این حوزه کاربرد دارند شامل بتن، فولاد، پلاستیک و فایبرگلاس می‌باشند که در ادامه به معرفی و بررسی آنها پرداخته می‌شود [۷۸].

۴-۶-۲-۱- بتن

محفظه‌های بتنی بادوام بوده و می‌توان چندین سال آنها را مورد استفاده قرار داد. مواد پلاستیکی می‌توانند برای تقویت استحکام محفظه به مواد بتنی اضافه شوند. مواد بتنی به منظور جلوگیری از نشتی، در قالب‌های یکپارچه قرار داده می‌شوند. یکی از چالش‌های محفظه بتنی در مقایسه با محفظه‌هایی که از مواد فولادی ساخته می‌شوند، این است که این محفظه‌ها به راحتی تعمیر نمی‌شوند. محفظه‌های بتنی مستعد فشارهای کششی می‌باشند و به همین منظور باید استحکام‌پذیری آنها تقویت شوند. دوام یا پایداری محفظه‌ها می‌تواند متأثر از تقویت فولاد باشد چراکه ممکن است ترک یا خوردگی سازه در اثر سایش فولاد ایجاد شود. همچنین برای کاهش اصطکاک، لازم است سطح محفظه بتنی مسطح باشد.

محفظه‌های ساخته شده از بتن ممکن است به صورت پیش‌ساخته باشند و یا در محل، قالب‌گیری شوند. دسته اول، در اندازه‌های هزار مترمکعب یا بیشتر به لحاظ اقتصادی، توجیه‌پذیر خواهند بود. همچنین، به‌منظور کاهش هزینه محفظه‌های بتنی که در محل قالب‌گیری می‌شوند، باید آنها را در پایه‌های ساختمان قرارداد. محفظه‌های بتنی بزرگ غالباً به صورت استوانه‌ای می‌باشند، در حالی که محفظه‌های کوچک‌تر در اشکال استوانه یا مستطیل ساخته می‌شوند [۷۸].

۴-۶-۲-۲- فولاد

محفظه‌های ساخته شده از فولاد گالوانیزه، با گذشت زمان دچار ساییدگی و پوسیدگی (زنگ‌زدگی) می‌شوند. بر همین اساس، برای حفاظت از آنها در برابر خوردگی و سایش، غالباً از روکش روی^۱ استفاده می‌شود. صفحه‌های فولادی آکوا^۲ انواع دیگری هستند که می‌توان به منظور جلوگیری از این مشکل مورد استفاده قرار داد. با این حال، این نوع محفظه‌ها شکننده بوده و بالطبع هزینه بالاتری خواهند داشت. فولاد ضدزنگ نوع دیگری از فولاد است که در محفظه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد لکن در مقایسه با سایر انواع مواد فولادی بسیار گران است. همچنین مقاومت کششی آن زیاد است که این ویژگی یکی از مهم‌ترین الزامات مورد نیاز در GES می‌باشد. علاوه بر این، دارای سطوح نسبتاً صاف و مسطح می‌باشند. محفظه‌های فولادی با ظرفیت‌های بزرگ معمولاً به شکل استوانه ساخته می‌شوند. مخازن بزرگ روی زمین ساخته شده از فولاد می‌توانند چندین میلیون مترمکعب ظرفیت داشته باشند و به همین دلیل در سال‌های اخیر

^۱ Zinc Coating

^۲ Aquaplate Steel

در ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی نیز مورد استفاده قرار گرفته‌اند. برای حفاظت از نواحی داخلی مخزن در مقابل خوردگی، از موادی نظیر پوشش اپوکسی^۱ استفاده می‌شود. برای مخازن فولادی مقیاس کوچک، معمولاً از فولاد ورقه‌ای گالوانیزه استفاده می‌شود که عموماً به شکل مستطیل می‌باشند و ظرفیت مخازن ساخته شده از آنها نیز کمتر از ۱۰۰ مترمکعب است. محفظه‌های فولادی نسبت به نوع بتنی در مقابل خوردگی آسیب‌پذیرتر بوده اما گران‌تر هستند [۷۸].

۴-۶-۲-۳- پلاستیک

محفظه پلاستیکی را می‌توان برای کاربردها و مصارف کوچک استفاده نمود. آنها معمولاً، به عنوان واحدهای مدولار پیش‌ساخته شده می‌باشند. مخازن روی زمینی^۲ (بالای سطح زمین) باید با استفاده از پوشش مات یا تثبیت‌کننده در مقابل اشعه ماوراءبنفش خورشید حفاظت شوند. یکی از مزایای مخازن پلاستیکی وزن سبک آنهاست. متداول‌ترین نوع محفظه‌های پلاستیکی از جنس پلی‌اتیلن‌ها^۳ هستند که از ویژگی‌هایی همچون سبکی، عدم خوردگی، مقاومت بالا و هزینه کم برخوردارند [۷۸].

۴-۶-۲-۴- فایبرگلاس

در ساخت محفظه معمولاً کمتر از فایبرگلاس^۴ استفاده می‌شود. آنها در مقایسه با سایر مواد در برابر خوردگی مقاوم‌تر هستند، اگر چه بسیار سخت و سفت می‌باشند. همچنین این مواد بسیار شکننده‌اند و ممکن است به دلیل نازک و سبک بودن، ترک بردارند.

هزینه ساخت محفظه به نوع مواد مورد استفاده بستگی دارد. ارزان‌ترین مصالح ساختمانی از جنس پلاستیک و فایبرگلاس می‌باشند و بعد از آنها فولاد و بتن تقویتی پیش‌ساخته قرار دارند [۱۰۳].

GES مورد استفاده در کاربری‌های بزرگ نیاز به ساخت سازه‌های بزرگی از محفظه دارد که بتوانند فشار زیادی را تحمل نمایند. برای چنین حالتی، دو ماده فولاد و بتن می‌تواند کاندیدهای خوبی برای ساخت محفظه باشند. در هنگام طراحی محفظه، باید به موضوع نشی توجه شود. علاوه بر این، جذب و مکش آب (آب‌گرفتگی) را می‌بایست توسط نصب صحیح پمپ در سیستم و با حداقل نمودن سطح کارکرد آب، تضمین کرد. همچنین، حفظ فشار مکش تعیین شده در پمپ به منظور جلوگیری از شرایط فشار محیطی، موضوعی حائز اهمیت است و باید به آن توجه شود. محفظه بتنی تقویت شده مزایای بیشتری نسبت به محفظه فولادی دارد، این محفظه‌ها دارای طول عمر طولانی (در حدود ۵۰ سال) بوده و مقاومت مطلوبی در برابر تنش‌های فشاری دارند [۱۰۴]. چالش‌های محفظه‌های فولادی، خمش، خوردگی و نقص

^۱ Epoxy Coating

^۲ Aboveground Tanks

^۳ Polyethylene

^۴ Fiberglass

شکل هستند. در مقابل، مقاومت بالا در مقابل تنش و پیکربندی بدون نشی را می‌توان از مزایای محفظه‌های فولادی نام برد. استفاده از محفظه‌های تقویت شده و پیش‌ساخته نوع بتنی، برخی چالش‌ها نظیر ضخامت زیاد دیواره‌ها و مقاومت کششی کم را به همراه دارد. این محفظه‌ها معمولاً به دلیل مقرون به صرفه بودن در مقایسه با سایر انواع محفظه‌ها، بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۰۵].

۴-۶-۳- انتخاب مواد با استفاده از روش تجزیه و تحلیل المان محدود^۱

به منظور بررسی اثر بارهای فشاری بر روی ساختار محفظه، در این مطالعه، یک شبیه‌سازی با در نظر گرفتن شرایط مرزی بر روی مجموعه اسمبل شده محفظه و پیستون انجام می‌شود. استرس، جابجایی و کشش مواد مختلف محفظه مورد مطالعه، با استفاده از FEA^۲ با یکدیگر مقایسه می‌شوند. مورد مطالعه یک نمونه اولیه آزمایشگاهی طراحی شده با استفاده از SW^۳ برای مواد مختلف است. ارتفاع و قطر محفظه طراحی شده به ترتیب ۱/۵ و ۰/۵ متر می‌باشد [۷۸]. برنامه SW با استفاده از FEA جهت ارزیابی پاسخ محفظه تحت فشار، کاربرد دارد. در این شبیه‌سازی، چهار ماده فوق‌الذکر در ساختار محفظه مورد استفاده قرار می‌گیرند که تحت بارهای خارجی و داخلی خواهند بود. با افزایش فشار آب زیاد، فشارهای داخلی مختلفی به محفظه اعمال می‌شود. بار پیستون، فشار اضافی به سازه وارد می‌کند، علاوه بر این، در هنگام تخلیه و پر شدن محفظه، بار چرخه‌ای ایجاد می‌شود. فشار داخلی کلی وارد بر محفظه با رابطه (۷۸-۴) بیان می‌شود که در آن x بیانگر فشار یک ناحیه مشخص است [۷۸].

$$P_X^i = \rho_w g x_H + (\rho_p - \rho_w) g h \quad 78-4$$

GES زیرزمینی تحت فشار جانبی زمین نیز قرار دارد. در این حالت، بار خارجی توسط رابطه (۷۹-۴) بدست می‌آید.

$$P_X^e = k_0 \gamma x_H \quad 79-4$$

پایداری محفظه با اعمال بارهای مذکور بر روی دیواره‌ها و کف محفظه مورد ارزیابی و تحلیل قرار می‌گیرد. پیستون فشار بیشتری را بر آب نسبت به محفظه وارد می‌کند. از این‌رو، بار پیستون با فشار افقی و عمودی بر آب نشان داده می‌شود. علاوه بر این، توزیع بار آب اعمال شده بر روی محفظه غیریکنواخت می‌باشد. برای مقایسه پایداری سازه محفظه ساخته شده از مواد مختلف، چهار مطالعه شبیه‌سازی انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها در شکل ۴-۲۱ تا شکل ۴-۲۳ آورده شده است [۷۸].

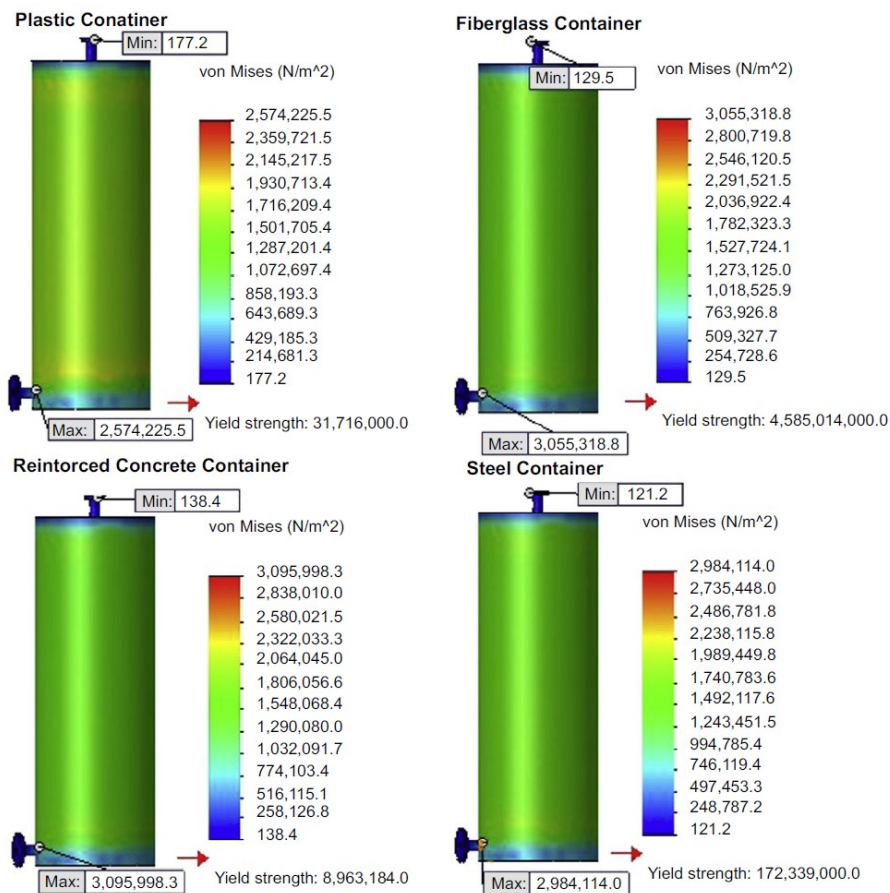
^۱ Finite Element

^۲ Finite Element Analysis (FEA)

^۳ SolidWorks (SW)

استحکام یا دوام محفظه، استرسی است که در آن سازه شروع به خرابی می‌کند. خرابی سازه توسط SW و با استفاده از تئوری حداکثر انرژی اعوجاج تحلیل و بررسی می‌شود (Von Mises). خروجی یا نتیجه معادله تنش Von Mises در شکل ۴-۲۱ آورده شده است. تغییر استرس یا فشار درون محفظه از طریق تغییر رنگ از آبی به قرمز قابل بررسی است. به دلیل فشار زیاد اعمال شده، حداکثر تنش در نزدیکی خروجی محفظه برای چهار سناریو شبیه‌سازی شده است. حداکثر مقدار، از یک ماده به ماده دیگر متفاوت است. به منظور بررسی بازده سازه می‌توان استحکام عملکرد مواد را با استرس یا فشار تئوری Von Mises، مقایسه نمود. فاکتور ایمنی^۱ (FOS) سازه نیز باید با محاسبه و با مقدار مورد نیاز مقایسه شود. برای این کار، استحکام عملکرد مواد بر حداکثر تنش Von Mises تقسیم می‌شود. در این مطالعه موردی، نتایج FOS محاسبه شده نشان داده که کمترین FOS توسط محفظه بتنی به دست آمده و برابر با ۲/۵ است. حداقل FOS مورد نیاز توسط کدهای مختلف در محدوده ۱/۵ تا ۳ است. بنابراین، انتظار می‌رود که سازه محفظه ساخته شده از مواد مختلف، تحت فشار اعمال شده از بین نرود. ارزیابی کشش و جابجایی، توسط SW به منظور بررسی خرابی سازه انجام می‌شود. شکل ۴-۲۲، نتایج تحلیل جابجایی را نشان می‌دهد. پایین محفظه، بیشترین جابجایی مواد را به دلیل فشار زیاد در بخش پایین تجربه می‌کند که این فشار زیاد در اثر پیستون و بارهای آب ایجاد می‌شود. نتایج این تجزیه و تحلیل نشان می‌دهد که محفظه پلاستیکی، بالاترین جابجایی مواد را داشته و معادل ۳/۲۰۷ میلی‌متر است. پس از آن محفظه‌های بتنی، فایبرگلاس و فولادی قرار می‌گیرند. بنابراین، فشار بر روی محفظه فولادی تاثیر کمتری می‌گذارد [۷۸].

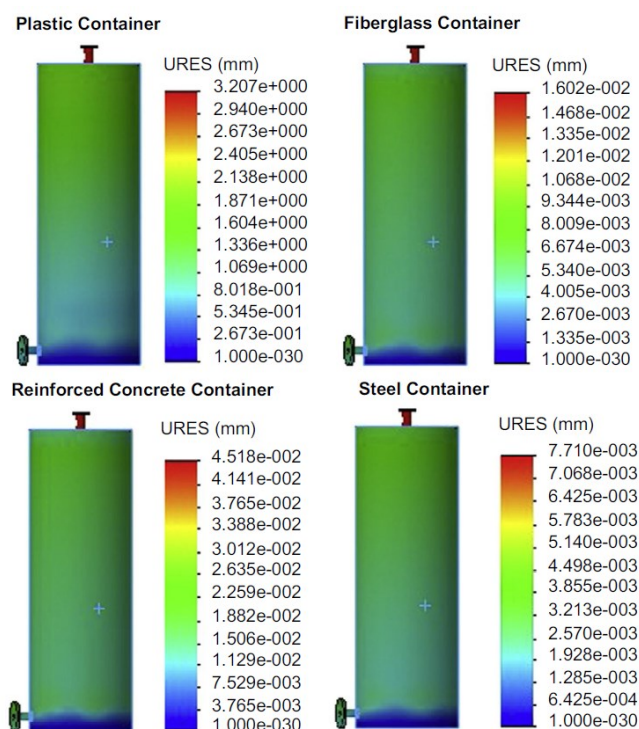
^۱ Factor of Safety (FOS)



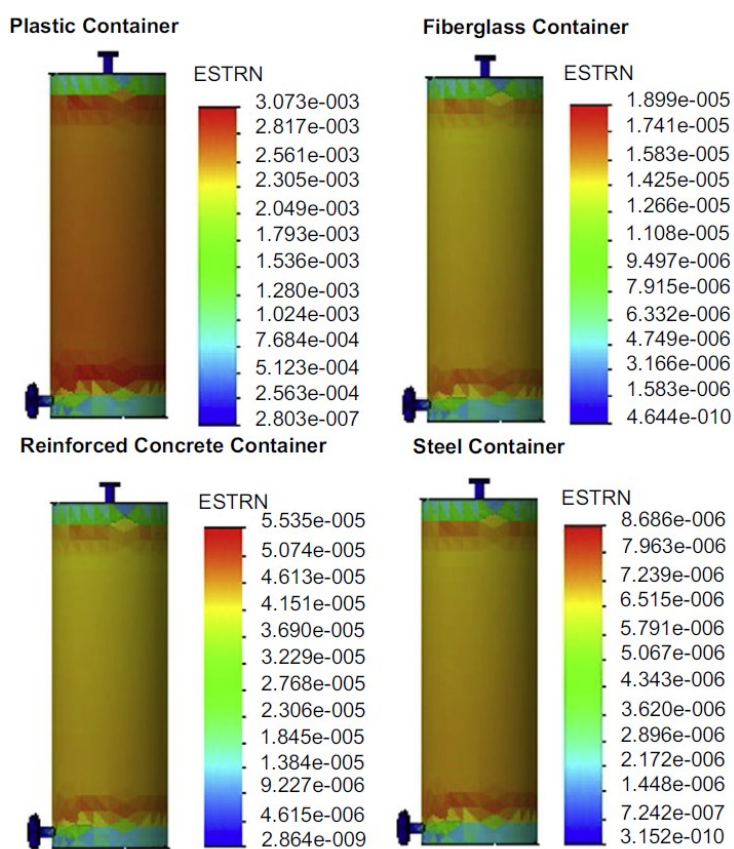
شکل ۴-۲۱: تحلیل و بررسی تنش

نتایج شبیه‌سازی در ارتباط با تحلیل کشش^۱ در شکل ۴-۲۳ ارائه شده است. کشش زیاد توسط محفظه پلاستیکی تجربه خواهد شد همانگونه که با رنگ قرمز در سراسر سازه گسترده شده است. حداکثر مقدار کشش $10^{-3} \times 3/073$ برای محفظه پلاستیکی می‌باشد. نتایج کشش برای فولاد، بتن و فایبرگلاس کم است. بر اساس نتایج به‌دست آمده از تجزیه و تحلیل خرابی سازه، محفظه ساخته شده از فولاد چشم‌انداز خوبی را در مقایسه با همتایان خود نشان می‌دهد. هر چند می‌توان از محفظه بتنی تقویت شده نیز استفاده نمود [۷۸].

^۱ Strain



شکل ۲۲-۴: تحلیل و بررسی جابجایی



شکل ۲۳-۴: تحلیل و بررسی کشش

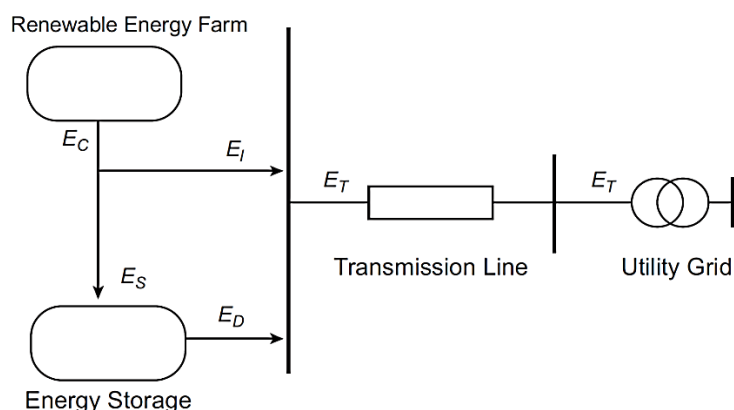
۷-۴- تعیین سائز سیستم ذخیره‌ساز گرانشی

انطباق‌پذیری تقاضای انرژی با تولید برق یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش روی توسعه منابع انرژی تجدیدپذیر است. برای رفع این مشکل، نصب سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی بسیار حائز اهمیت می‌باشد، چراکه از طریق آنها می‌توان تولید انرژی تجدید پذیر با تقاضای بار را به تعادل رساند. اندازه بهینه سیستم ذخیره‌سازی مورد استفاده برای بهره‌برداری موثر و اقتصادی نیروگاه‌های تجدید پذیر هیبریدی ضروری است. هدف از این بخش بررسی اندازه بهینه GES نصب شده در نیروگاه‌های تجدید پذیر است [۷۸].

مدل پیشنهادی با توجه به سود حاصل از سیستم به طور بهینه میزان GES را برآورد می‌کند. از آنجایی که GES دارای یک ظرفیت مقیاس پذیر است، می‌توان سائز آن را با توجه به نیاز تولید (فاز دشارژ) درحالی که بیشترین درآمد را دارد، مشخص نمود. مدل ریاضی تعیین سائز منوط به مشخصات فنی سیستم ذخیره‌سازی و عملکرد نیروگاه است.

هدف این مسئله، به حداقل رساندن هزینه نصب ذخیره‌ساز است. این امر با توزیع مطلوب انرژی میان بخش‌های مختلف نیروگاه‌های هیبریدی تجدید پذیر و شبکه برق حاصل می‌شود. پیش‌بینی کوتاه‌مدت بار و تولید، به‌عنوان داده‌های ورودی استفاده می‌شوند. فرضیات استفاده شده توسط مدل شبیه به مدل‌های بهینه‌سازی ارائه شده در مرجع [۱۰۶] می‌باشند. معاملات انرژی در بازار روز-پیش^۱ انجام می‌شود و توزیع انرژی به صورت ساعتی و در دوره ۲۴ ساعته می‌باشد. این مدل، ظرفیت انتقال شبکه برق را در نظر می‌گیرد. به صورت ساعتی، فرض شده است که عملکرد سیستم ذخیره‌سازی و انرژی خروجی ثابت است. علاوه بر این، راه‌اندازی ذخیره‌سازی به صورت لحظه‌ای در نظر گرفته شده و در نهایت فرض شده است که قیمت انرژی ثابت باشد.

نیروگاه تجدید پذیر هیبریدی از یک مزرعه بادی متصل به GES تشکیل شده است. نیروگاه هیبریدی به صورتی که در شکل ۴-۲۴ نشان داده شده است به شبکه توزیع برق متصل شده است [۷۸].



شکل ۴-۲۴: نمودار مداری سیستم هیبریدی

^۱ Day-Ahead Market

۴-۷-۱- الگوریتم تعیین سائز

روش اندازه‌گیری پیشنهادی، به عنوان مدل NLP^۱ تدوین شده است. پارامترهای مورد استفاده به عنوان ورودی توسط مدل تعیین سائز، قیمت انرژی ساعتی، پروفیل تولید RE^۲، هزینه و مشخصات سیستم ذخیره‌سازی می‌باشند. خروجی‌های مدل شامل درآمد و سود تولید برق از انرژی تجدیدپذیر، چگونگی توزیع انرژی و حداکثر ظرفیت ذخیره‌سازی مناسب است. بیشترین سود حاصل از بکارگیری ذخیره‌ساز انرژی در نیروگاه‌های تجدیدپذیر با تغییر در ظرفیت ذخیره‌ساز حاصل می‌شود. تابع هدف مدل، حداکثر شدن سود با تعیین بهینه سائز سیستم ذخیره‌سازی است. این تابع هدف به صورت رابطه (۴-۸۰) بیان می‌شود [۷۸].

$$Max[P_r = Rev(t) - Cost(t)] \quad ۸۰-۴$$

که در آن P_r سود حاصل شده توسط مالک نیروگاه، $Rev(t)$ درآمد تولید به صورت ساعتی و $Cost(t)$ هزینه عملیاتی نیروگاه ترکیبی است. هدف از این مدل به حداکثر رساندن سود طرح بوده که با کم کردن هزینه خدمات تولید از درآمدهای عملیاتی، محاسبه می‌شود. درآمدهای ساعتی حاصل از نیروگاه هیبریدی، حاصل یا نتیجه قیمت انرژی $P_E(t)$ و انرژی معامله شده در بازار انرژی می‌باشد. این انرژی که با شبکه معامله می‌شود، مجموع انرژی دشارژ شده ذخیره‌ساز و $E_D(t)$ و انرژی مبادله شده بین نیروگاه و شبکه $E_I(t)$ می‌باشد. درآمد را می‌توان با استفاده از رابطه (۴-۸۱) بدست آورد [۷۸].

$$Rev(t) = [E_D(t) + E_I(t)]P_E(t) \quad ۸۱-۴$$

هزینه سیستم ذخیره‌ساز انرژی شامل هزینه‌های ثابت و هزینه‌های متغیر می‌باشد. هزینه‌های ثابت، صرف‌نظر از انرژی تولید شده توسط نیروگاه پرداخت می‌شوند. در مقابل، هزینه‌های متغیر تابعی از انرژی ذخیره شده در سیستم می‌باشند. تصمیمات کوتاه‌مدت در مورد توزیع انرژی فقط نیازمند توجه به هزینه‌های متغیر است. هزینه‌های کوتاه‌مدت شامل بهره‌برداری و نگهداری، سوخت، انتشار گازهای محیطی و هزینه‌های راه‌اندازی باید در مساله قرار گرفتن نیروگاهها در مدار^۳ و برنامه‌ریزی کوتاه‌مدت، مطابق مراجع [۱۰۷-۱۰۸] در نظر گرفته شوند. برای GES، هیچ هزینه‌ای در ارتباط با سوخت و تولید گازهای آلاینده و گلخانه‌ای وجود ندارد، چراکه این سیستم‌ها در روند کار خود سوختی مصرف نمی‌کنند

^۱ Nonlinear Programming (NLP)

^۲ Renewable Energy (RE)

^۳ Self-Discharge

و باعث تولید و انتشار گازهای مذکور نمی‌شوند. در نتیجه، هزینه خدمات GES معادل با هزینه‌های بهره‌برداری و نگهداری است (رابطه (۴-۸۲)).

$$Cost(t) = C_{O \& M} \sum E_s(t) \quad ۸۲-۴$$

در رابطه فوق $C_{O \& M}$ هزینه بهره‌برداری و نگهداری سیستم ذخیره‌سازی برحسب €/kWh و $E_s(t)$ انرژی ذخیره شده در سیستم است. سطح انرژی سیستم ذخیره‌سازی مطابق با انرژی ذخیره شده و تخلیه شده سیستم در همان زمان تغییر می‌کند. وضعیت ذخیره‌سازی نیز به ویژگی‌های سیستم نظیر راندمان (η) و دشارژ خودی^۱ ذخیره‌ساز بستگی دارد. سطح انرژی در یک زمان خاص با استفاده از رابطه (۴-۸۳) به دست می‌آید [۷۸].

$$S(t) = (1 - \delta)S(t-1) - E_D(t) + (E_s(t)\eta) \quad ۸۳-۴$$

سطح انرژی ذخیره‌سازی ($S(t)$)، در یک‌زمان خاص (t)، تابعی از حالت ذخیره در زمان قبلی ($t-1$) و انرژی اضافه و تخلیه شده سیستم در آن زمان خاص (t) است. علاوه بر این، اتلاف انرژی را باید همان‌طور که در رابطه (۴-۸۳) نشان داده شده است، در نظر گرفت. در حالت کلی مدل منوط به مشخصات فنی ذخیره‌سازی است. این مشخصات شامل محدودیت توان و ظرفیت سیستم می‌باشد. بنابراین، ذخیره‌سازی انرژی می‌بایست مطابق روابط (۴-۸۴) و (۴-۸۵) محدود شود [۷۸].

$$0 \leq S(t) \leq S_{limit}(t) \quad ۸۴-۴$$

سطح انرژی در سیستم باید از بزرگ‌تر از صفر و کوچک‌تر از ظرفیت محدود ذخیره‌سازی باشد. علاوه بر این، حالت ذخیره‌سازی $S(t)$ باید بزرگ‌تر یا مساوی با انرژی تخلیه شده سیستم در آن زمان خاص باشد (رابطه (۴-۸۵)).

$$S(t) \geq E_D(t) \quad ۸۵-۴$$

مقداری از انرژی که در یک زمان خاص به سیستم ذخیره‌ساز انرژی وارد و از آن خارج می‌شود، با روابط (۴-۸۶) و (۴-۸۷) کنترل می‌شوند که در آن E_L مقدار ذخیره انرژی را نشان می‌دهد.

$$E_D(t) \leq E_L \quad ۸۶-۴$$

$$E_s(t) \leq E_L \quad ۸۷-۴$$

^۱ Unit-Commitment

انرژی توزیع شده بین سیستم ذخیره‌سازی، نیروگاه RE و شبکه باید مثبت باشد.

۸۸-۴

$$E_s(t), E_D(t), E_I(t), E_G(t) \geq 0$$

که $E_G(t)$ انرژی تولید شده توسط نیروگاه تجدیدپذیر را نشان می‌دهد. انرژی تولید شده توسط نیروگاه مستقیماً به شبکه الکتریکی تزریق می‌شود یا ذخیره می‌شود. محدودیت‌های مدل با رابطه (۸۹-۴) بیان می‌شود.

۸۹-۴

$$E_G(t) = E_s(t) + E_I(t)$$

به حداکثر رساندن سود نیروگاه، یکی از اهداف اصلی مدل پیشنهادی است. این کار از طریق کنترل بهینه شارژ و تخلیه سیستم ذخیره‌سازی انجام می‌شود. محدودیت کنترل توزیع انرژی باید در مدل گنجانده شود تا سود حداکثر شود. بازده GES به صورت نوعی حدود ۸۰ درصد می‌باشد. در فرآیند شارژ و دشارژ سیستم، اتلاف انرژی وجود دارد. بنابراین، انرژی نباید به‌طور هم‌زمان از سیستم ذخیره‌ساز، تخلیه و ذخیره شود تا از اتلاف انرژی جلوگیری شود. در نتیجه، توزیع انرژی به‌طور مستقیم به شبکه برق نسبت به شارژ و دشارژ آن در سیستم ذخیره‌سازی، کاربردی و اقتصادی‌تر است. این محدودیت از طریق رابطه (۹۰-۴) بیان می‌شود [۷۸].

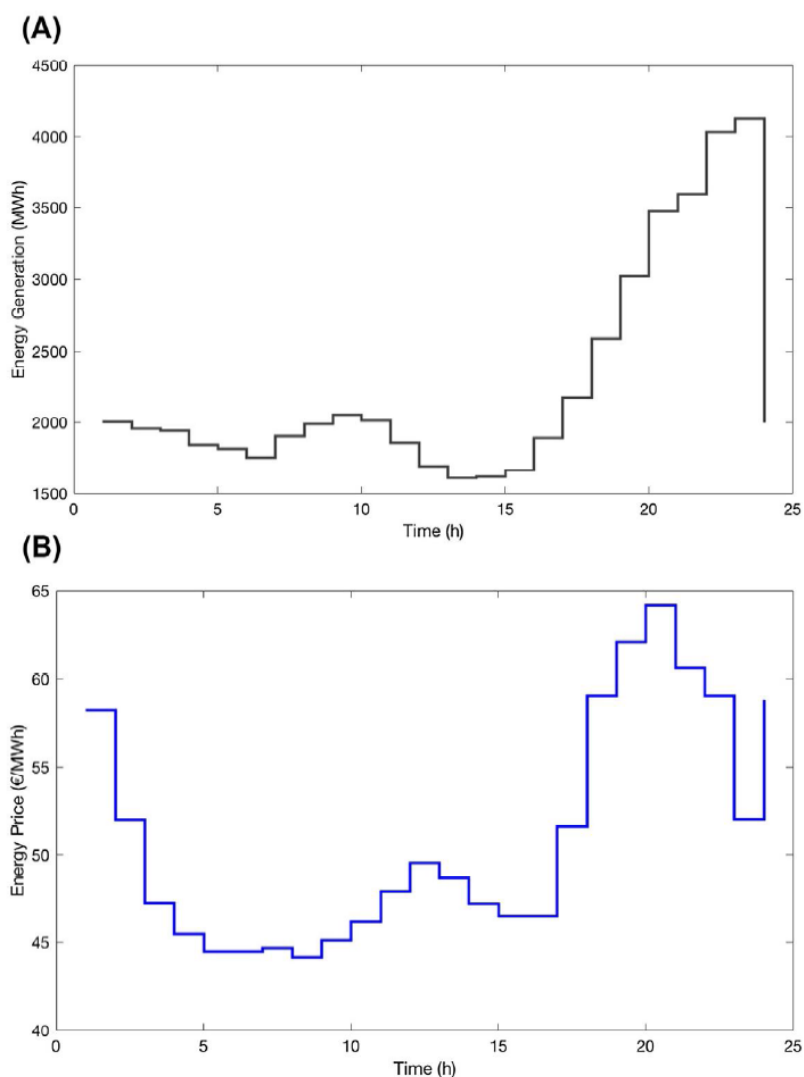
۹۰-۴

$$E_s(t)E_D(t) = 0$$

۴-۷-۲- مطالعه موردی

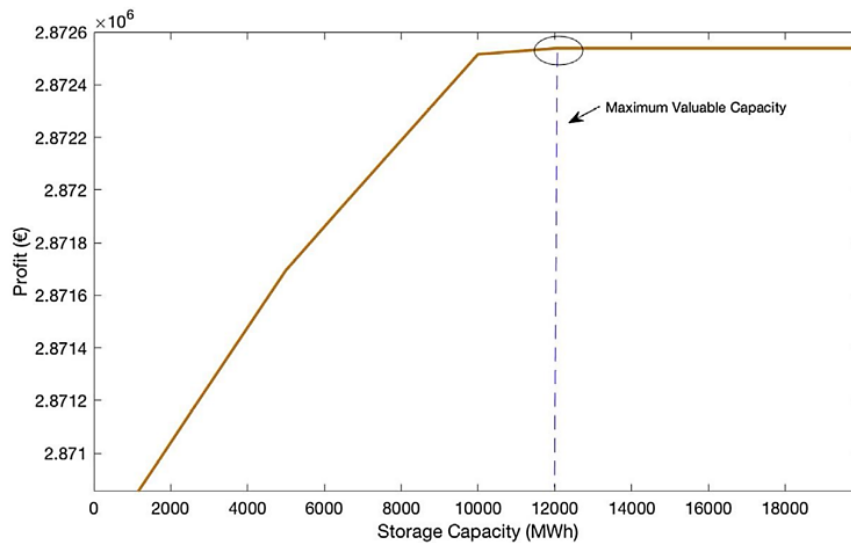
اثربخشی مدل ارائه شده در یک مطالعه موردی بررسی شده است. برنامه GAMS^۱ برای حل مدل پیشنهادی NLP استفاده می‌شود. این مدل صرفاً برای تعیین سائز GES نیست، بلکه می‌تواند برای انواع دیگر ذخیره‌سازها نیز استفاده شود. در این مطالعه موردی، از GES مقیاس بزرگ استفاده شده است. همچنین، راندمان ۸۰ درصد فرض شده است [۱۰۹]. داده‌های ورودی مربوط به تولید انرژی بادی و قیمت انرژی، از داده‌های تاریخی منتشر شده در مرجع [۱۱۰] اقتباس شده است. حدود ۹۹۲ مزرعه بادی در اسپانیا وجود دارد. بخش A شکل ۴-۲۵، تولید انرژی باد به کار رفته در مطالعه موردی را به صورت ساعتی نشان می‌دهد. پیداست که حداکثر تولید انرژی در شب حدود ساعت ۱۱ حاصل می‌شود، در حالی که تولید انرژی در ظهر حداقل مقدار را دارد. قیمت برق ساعتی در بخش B شکل ۴-۲۵ ارائه شده است. قیمت پایین انرژی در اوایل صبح از ساعت ۴ تا ۷ بامداد رخ می‌دهد. قیمت انرژی در طول روز تغییر می‌کند و در عصر، به ویژه در طول دوره پیک تقاضای انرژی، به بیشینه مقدار خود می‌رسد. سود، با استفاده از استراتژی مناسب توزیع انرژی تولید شده توسط نیروگاه‌های هیبریدی تجدیدپذیر به حداکثر می‌رسد.

^۱ General Algebraic Modeling System (GAMS)



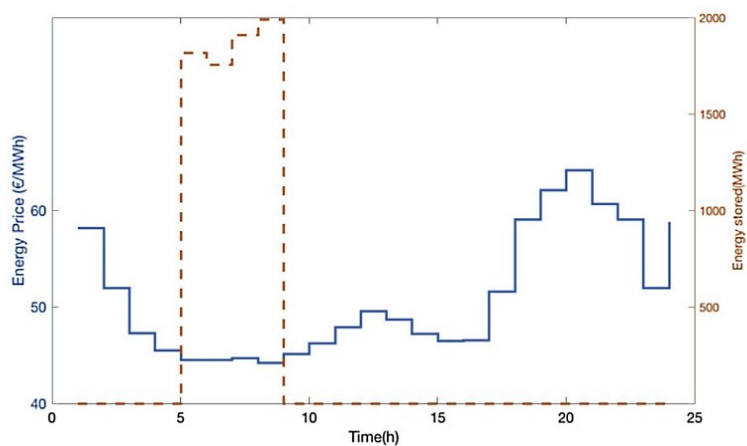
شکل ۴-۲۵: (A) انرژی تولید شده بر حسب ساعت و (B) قیمت انرژی بر حسب زمان

در نقطه بیشینه، افزایش ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم تاثیری در سود ندارد و سود ثابت باقی می‌ماند. بنابراین، مالک نیروگاه از نصب سیستم ذخیره‌ساز انرژی با ظرفیت ذخیره بیشتر، سود یا منفعتی نمی‌برد. شکل ۴-۲۶، سود روزانه را نشان می‌دهد که توسط مالک نیروگاه برای ظرفیت‌های مختلف GES می‌تواند به دست آید. با ظرفیت‌های بالاتر سود بیشتری کسب می‌شود؛ ولی فراتر از ظرفیت ذخیره‌سازی ۱۲۱ گیگاوات ساعت، سود ثابت می‌ماند. بنابراین، برای مطالعه موردی ارائه شده، حداکثر ظرفیت ذخیره انرژی ۱۲۱ گیگاوات ساعت است که می‌تواند به عنوان ذخیره غیرمتمرکز برای نیروگاه‌های بادی مورد مطالعه، نصب شود. این نکته را باید مد نظر داشت که در روش تعیین سائز پیشنهادی، محدودیت ظرفیت انتقال و تقاضا لحاظ نشده است [۱۰۶].

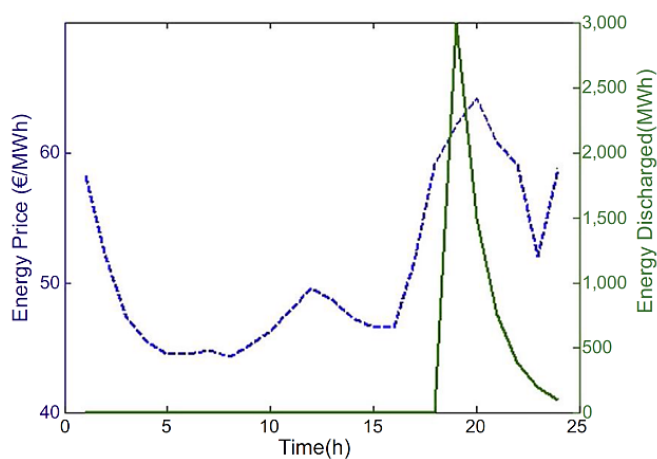


شکل ۴-۲۶: سود بر اساس ظرفیت ذخیره‌سازی

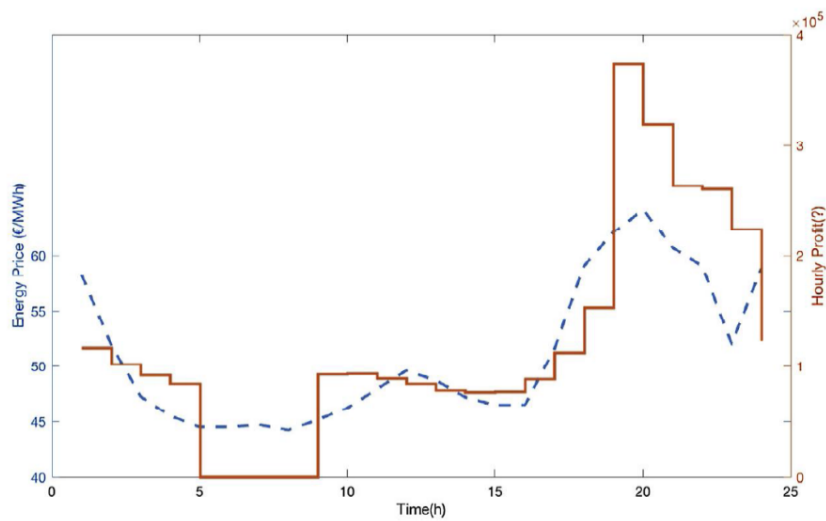
تعیین توزیع بهینه انرژی در سیستم ذخیره‌سازی بر اساس تابع هدف مدل بر اساس حداکثر سازی سود می‌باشد. بهره‌برداری بهینه نیروگاه ترکیبی، ذخیره انرژی در دوره‌هایی با قیمت پایین انرژی است و انرژی تا حد ظرفیت ذخیره‌سازی ذخیره می‌شود. با افزایش قیمت‌ها در دوره‌های پیک، انرژی از سیستم ذخیره‌سازی تخلیه یا دشارژ می‌شود تا درآمد نیروگاه به حداکثر برسد. شکل ۴-۲۷، ذخیره انرژی در سیستم را نشان می‌دهد که در آن انرژی در ساعات اولیه صبح (ساعت ۵ تا ۸ صبح) ذخیره و پس از مدت‌زمان شارژ، سیستم آماده به کار خواهد بود. ساعت ۷ بعدازظهر، قیمت انرژی بالا رفته و موجب می‌شود سیستم ذخیره‌سازی تا نیمه شب شروع به دشارژ انرژی نماید. انرژی دشارژ شده با قیمت‌های بالاتر به شبکه آب و برق فروخته می‌شود. این امر مالک نیروگاه را قادر می‌سازد تا درآمدهای خود را افزایش داده و از این طریق سود خود را به حداکثر برساند (شکل ۴-۲۸). شکل ۴-۲۹، سود تولید ساعتی را در مقابل قیمت انرژی نشان می‌دهد. ارتباط بین این دو متغیر به این صورت است که با افزایش قیمت انرژی، سود افزایش می‌یابد. در دوره‌هایی با قیمت پایین انرژی، به دلیل عدم جابجایی انرژی بین نیروگاه هیبریدی و شبکه برق، سودی حاصل نمی‌شود یا به عبارت دیگر سود معادل صفر است. استفاده از مدل پیشنهادی سیستم ذخیره‌سازی را بهینه خواهد کرد و نیروگاه هیبریدی را به حداکثر سود تولید می‌رساند. بنابراین با توجه به فرضیات بیان شده و محدودیت‌های نیروگاهی، حداکثر ظرفیت ذخیره‌سازی با استفاده از مدل ارائه شده قابل تعیین است [۷۸].



شکل ۴-۲۷: قیمت ساعتی انرژی در مقابل انرژی ذخیره شده در سیستم



شکل ۴-۲۸: قیمت ساعتی انرژی در مقابل انرژی دشارژ شده از ذخیره‌ساز



شکل ۴-۲۹: قیمت ساعتی انرژی در مقابل درآمد

۴-۸- بهسازی سیستم

مسئله‌ای چالش‌برانگیز که با توسعه انرژی‌های تجدید پذیر مطرح شده، ذخیره انرژی در مقیاس بالاست. فقط چند گزینه ذخیره انرژی وجود دارد که در کاربردهای مقیاس-بزرگ استفاده می‌شود. باتری‌های مورد استفاده در کاربردهای اخیر شامل سرب-اسیدی، سدیم-نیکل کلرید، سدیم-سولفور و نیکل-کادمیوم می‌باشد [۱۱۱]. باتری‌های لیتیوم یونی برای تلفن‌های همراه و خودروهای الکتریکی مناسب‌تر می‌باشند. دو سیستم مورد استفاده در کاربردهای مقیاس بزرگ، تلمبه ذخیره‌ای و ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده می‌باشند [۱۱۲]. فن‌آوری‌های ذکر شده دارای چالش‌هایی نظیر مکانیابی جغرافیایی در PHS و راندمان متوسط سیستم برای CAES هستند. GES گزینه‌ای جایگزین محسوب می‌شود که قادر به غلبه بر چالش‌های پیش روی این سیستم‌ها است. به منظور افزایش تولید انرژی GES مورد استفاده در کاربردهای مقیاس بزرگ، سیستم ترکیبی هوای فشرده و GES پیشنهاد می‌شود. البته سیستم‌های CAPHS^۱ که در واقع ترکیبی از دو سیستم CAES و PHS می‌باشند نیز پیشنهاد شده‌اند [۱۱۳].

سیستم پیشنهادی برای CAPHS از یک مخزن، یک تانک آب یا هوا، یک توربین-پمپ، یک کمپرسور و یک موتور-ژنراتور تشکیل شده است. قبل از شروع فرآیند، هوا توسط کمپرسور هوا در مخزن فشرده می‌شود. در طی فرآیند شارژ ذخیره‌ساز، آب پمپ شده فشار بیشتری را به هوای فشرده شده اضافه می‌کند. در این سیستم، هوا در همان مخزن با آب ترکیب می‌شود. یک سیستم مشابه با سیستم قبلی در مرجع [۱۱۴] مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. تنها تفاوت این دو سیستم در پیکربندی مخزن فشار است که این سیستم هوا را با آب در همان مخزن فشار ترکیب نمی‌کند. عملکرد این سیستم توسط وانگ و همکارانش^۲ در مرجع [۱۱۵] تحلیل شده است.

اگرچه تعدادی از مقالات پژوهشی موضوع ترکیب CAES و PHS و قواعد کاری آنها را مورد بحث قرار داده‌اند اما تاکنون کار محدودی در مورد ترکیب هوای فشرده شده و GES انجام شده است. بنابر این، مطالعه عملکرد و طراحی این سیستم جالب و مورد توجه خواهد بود. مدل فیزیکی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده (CAGES^۳) و اصول کار آن در این بخش ارائه می‌شود و پیکربندی بهینه سیستم، مورد بررسی و بحث قرار می‌گیرد. علاوه بر این، سیستم پیشنهادی با CAES و PHS مقایسه می‌شود تا مزایای آن مشخص شود.

۴-۸-۱- ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده (CAGES)

CAES به عنوان جایگزینی برای سیستم تلمبه ذخیره‌ای در نظر گرفته می‌شود زیرا چشم‌اندازهای فنی و اقتصادی خوبی در کاربردهای مقیاس بزرگ خواهد داشت. در راستای بهبود این فناوری ذخیره‌سازی، یک سیستم جدید ترکیبی

^۱ Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage

^۲ Wang et al

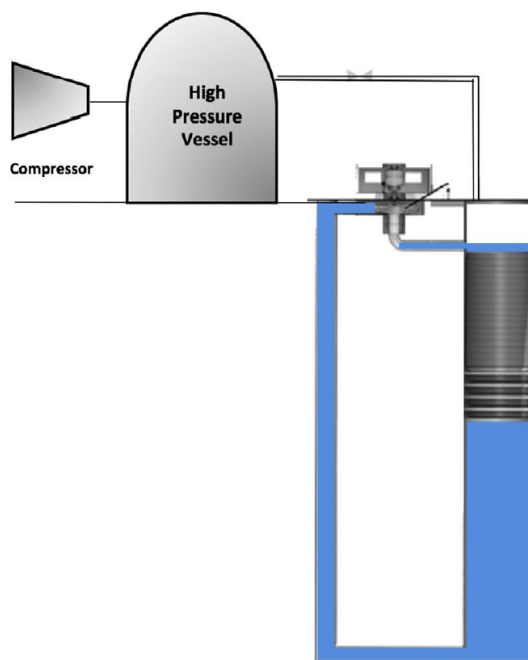
^۳ Compressed Air Gravity Energy Storage (CAGES)

با به کارگیری از قواعد و اصول کار PHS و CAES پیشنهاد می‌شود. در این سیستم، هدف از اضافه کردن هوای فشرده شده به ذخیره‌سازی گرانشی، افزایش فشار سیستم است. بنابر این، یک مخزن شامل هوای فشرده با اجزای موجود GES تجمیع می‌شود. افزودن هوای فشرده شده مشابه افزایش اختلاف ارتفاع بین دو مخزن PHS است. به عبارت دیگر، یعنی افزایش فشار آب در CAGES. به عنوان مثال، افزودن فشار هوای ۱۰ مگاپاسکالی به سیستم معادل اضافه نمودن ۱۰۰۰ متر در سطح آب PHS است. بر همین اساس، از هوای فشرده شده به منظور ذخیره‌سازی انرژی در سیستم ذخیره‌ساز گرانشی هوای فشرده استفاده می‌شود.

برخی از چالش‌های PHS و CAES در کاربردهای مقیاس بزرگ با بهره‌گیری از فناوری CAGES برطرف شده است. چنین مواردی می‌تواند شامل اختلاف ارتفاع زیاد مورد نیاز PHS و استفاده از توربو هوا، سوخت فسیلی و توربین‌های گازی در CAES شود. با در نظر گرفتن موضوع قابلیت اطمینان، CAGES با استفاده از هیدروتوربین‌ها بسیار کارآمد است [۷۸].

۴-۸-۲- مدل‌سازی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده

تجهیزات مکانیکی سیستم از یک کمپرسور گاز، یک مخزن با فشار بالا، یک پمپ-توربین برگشت‌پذیر و یک موتور-ژنراتور تشکیل شده است. شکل ۴-۳۰، شماتیکی از سیستم را نشان می‌دهد که در آن کمپرسور گاز قبل از مرحله ذخیره‌سازی، هوا را فشرده می‌کند [۷۸].



شکل ۴-۳۰: شماتیک ذخیره‌ساز انرژی جاذبه هوای فشرده

مخزن فشار دارای حجم (V_1) و فشار اولیه (P_1) است. در مرحله شارژ سیستم، آب با استفاده از انرژی مازاد در محفظه پمپ می‌شود. آب پمپ شده، هوا را فشرده می‌کند و منجر به کاهش حجم هوای محفظه (V_2) می‌شود. این روند تا زمانی ادامه می‌یابد که فشار هوا معادل فشار مقاومت در برابر محفظه (P_2) شود. به منظور تولید انرژی در مرحله دشارژ، پیستون متاثر از نیروی جاذبه و فشار هوا یا آب پایین می‌آید. حرکت رو به پایین پیستون موجب می‌شود که آب در جهت مخالف جریان یابد و یک هیدروتوربین متصل به ژنراتور را به حرکت درآورد. هوای فشرده در برابر فشار مقاوم (P_2)، مقدار ذخیره‌سازی سیستم را به حداکثر می‌رساند. لازم به ذکر است که این امر به حجم هوای فشرده (V_2) بستگی دارد. بررسی مقدار بهینه در نسبت آب به هوا به منظور تعیین حجم هوا، اهمیت زیادی دارد. علاوه بر این، مطالعه پارامترهای مذکور به منظور تولید انرژی جهت تعیین پیکربندی بهینه CAGES نیز ضروری است. انرژی ذخیره شده در سیستم CAGES را می‌توان به دو شکل از جمله، هیدرولیک و هوای فشرده طبقه‌بندی نمود. بنابراین، ظرفیت ذخیره انرژی سیستم برابر با مجموع انرژی ذخیره شده در اجزای هیدرولیک (E_h) و هوای فشرده شده (E_a) می‌باشد. ذخیره انرژی در سیستم گرانشی هوای فشرده شده مطابق رابطه (۹۱-۴) است.

۹۱-۴

$$E_t = E_a + E_h$$

یک سیستم مشابه، معروف به ذخیره‌ساز هوای فشرده تلمبه ذخیره‌ای^۱ در مرجع [۱۱۶] مورد مطالعه قرار گرفته است. ظرفیت بهینه این سیستم با استفاده از مدل‌های ریاضی، برای هر دو فرآیند بی‌دررو و همدمای تعیین شده است. اگر فشرده‌سازی هوا کند باشد و دمای سیستم تغییر نکند، یک روند فشرده‌سازی همدمای رخ می‌دهد. در مقابل، اگر فشرده‌سازی سریع با تغییر دما اتفاق بیفتد، فرآیند بی‌دررو حاصل می‌شود. فشرده‌سازی هوا در CAGES قبل از حالت شارژ سیستم ذخیره‌سازی اتفاق می‌افتد. سپس در مرحله ذخیره‌سازی، هوا بیشتر توسط آب پمپ شده، فشرده می‌شود. این فشار هوا به تدریج در سیستم رخ می‌دهد. علاوه بر این، همان‌طور که در مرجع [۱۱۵] بیان شده، تغییر کوچکی (کمتر از ۵ درجه سانتی‌گراد) در دمای آب دور از انتظار نیست. بنابراین فرآیند فشرده‌سازی هوا برای سیستم CAGES، از نوع همدمای فرض می‌شود. در حالت تولید انرژی و با استفاده از فشرده‌سازی همدمای، ظرفیت ذخیره‌ساز انرژی را می‌توان بر اساس رابطه (۹۲-۴) محاسبه نمود [۱۱۶].

۹۲-۴

$$E_a = \int_{V_2}^{V_1} P_x dV_x$$

^۱ Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage

که در رابطه فوق، E_a انرژی ذخیره شده در هوای فشرده شده، V_x حجم هوا و P_x فشار هوا در محفظه خواهد بود. در واقع، هنگامی که تمام آب داخل محفظه تخلیه شود، فاز دشارژ به پایان می‌رسد. انرژی آزاد شده را می‌توان با عنوان E_a ، مطابق رابطه (۹۳-۴) بیان نمود.

$$E_a = P_2 V_2 \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \quad 93-4$$

از رابطه (۹۳-۴) باید مشتق گرفت و آن را برابر با صفر نمود تا حداکثر انرژی آزاد شده از مخزن تحت فشار با فشار مقاوم P_2 و ظرفیت حجمی V_1 تعیین شود. راه‌حل به دست آمده، امکان شناسایی پارامترهای سیستم از جمله حجم هوا در مرحله ذخیره‌سازی و فشار از پیش تعیین شده را ایجاد می‌نماید. پارامترهای مذکور در رابطه (۹۴-۴) آورده شده است.

$$P_1 = \frac{P_2}{K_c} \quad 94-4$$

$$V_2 = \frac{V_1}{K_c}$$

فشار از پیش تعیین شده (P_1) از حداکثر فشار محفظه و ثابت K_c به دست می‌آید. در نهایت با توجه به مطالعه‌ای که در مرجع [۱۱۶] انجام شده است، برابر با $2/72$ می‌شود. به طور مشابه، حجم V_2 که نمایانگر حجم نهایی هوا در هنگام رسیدن به حداکثر فشار P_2 است، از V_1 و ثابت K_c به دست می‌آید. انرژی آزاد شده از هوای فشرده شده از حاصل ضرب فشار مقاوم محفظه در حجم نهایی آن، حاصل می‌شود. بنابراین، حداکثر انرژی تحویلی می‌تواند به صورت رابطه (۹۵-۴) باشد.

$$E_a = P_2 \frac{V_1}{K_c} \quad 95-4$$

انرژی ذخیره شده به شکل هیدرولیک، با استفاده از رابطه (۹۶-۴) (صرف نظر از ورود هوای فشرده) به دست می‌آید.

$$E_h = (\rho_p - \rho_w) \left(\frac{1}{4} \pi d^2 h \right) g z \eta \quad 96-4$$

که E_h انرژی ذخیره شده در اجزای هیدرولیک CAGES می‌باشد. این انرژی، تابعی از چگالی پیستون و آب (ρ_w و ρ_p) بوده و همچنین به ابعاد محفظه (ارتفاع h و قطر d)، راندمان سیستم (η)، بلندی ارتفاع (z) و شتاب گرانشی (g) بستگی دارد. انرژی CAGES مطابق رابطه (۹۷-۴) خواهد بود.

$$E_t = P_2 \frac{V_1}{K_c} + \left[(\rho_p - \rho_w) \left(\frac{1}{4} \pi d^2 h \right) g z \eta \right] \quad 97-4$$

۴-۸-۳- شبیه‌سازی ذخیره‌ساز انرژی گرانشی هوای فشرده

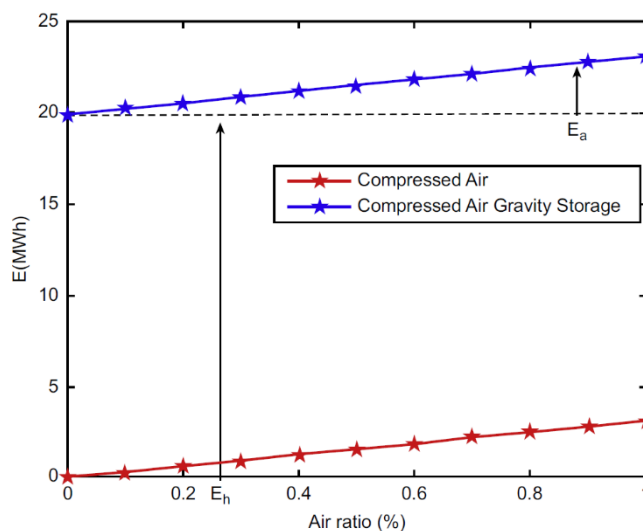
شبیه‌سازی مدل ارائه شده به منظور بررسی عملکرد سیستم CAGES با پارامترهای جدول ۲-۴ انجام شده است. ارتفاع پیستون به عنوان نیمی از ارتفاع محفظه به منظور بهینه‌سازی ظرفیت ذخیره‌ساز انرژی، انتخاب شده است. فشار مقاوم سیستم معادل ۱۰ مگا پاسکال است. برای طراحی صحیح سیستم CAGES، تعیین نسبت بهینه هوا به آب در محفظه حائز اهمیت است. ظرفیت ذخیره‌ساز سیستم نیز به حجم مخزن و فشار آن بستگی دارد. بنابراین، تجزیه و تحلیل تاثیر این پارامترها بر تولید انرژی، اهمیت ویژه‌ای دارد. علاوه بر این، ظرفیت ذخیره انرژی GES با ظرفیت CAES به منظور بررسی ارزش افزوده هوای فشرده سیستم، مقایسه می‌شود [۷۸].

جدول ۲-۴: مشخصات سیستم نمونه مورد مطالعه

مقدار	مشخصات سیستم
۵۰۰ متر	ارتفاع محفظه
۵/۲۱	قطر محفظه
۲۵۰ متر	ارتفاع پیستون
۱۰ مگاپاسکال	فشار مقاوم

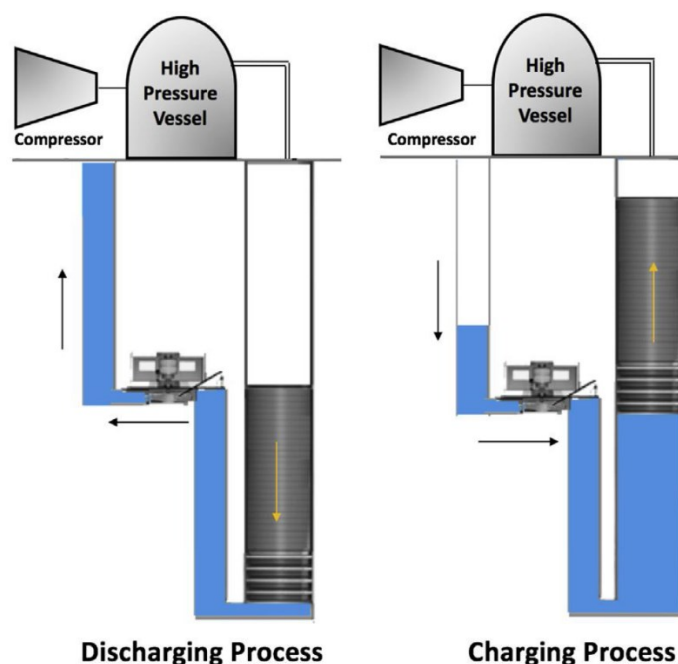
۴-۸-۴- تاثیر نسبت آب- هوا بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده

به منظور بهبود عملکرد ذخیره‌سازی گرانشی هوای فشرده، طراحی سیستمی با حداکثر نسبت هوا به آب، بسیار مهم و ضروری است. شکل ۴-۳۱، انرژی ذخیره شده را در برابر نسبت هوا به آب نشان می‌دهد. با افزایش این نسبت، تولید انرژی سیستم افزایش می‌یابد [۷۸].



شکل ۴-۳۱: انرژی ذخیره شده در برابر نسبت هوا-آب

حداکثر شدن این نسبت منجر به ظرفیت بهینه ذخیره‌سازی می‌شود. نسبت یک معادل تولید انرژی ۲۳ مگاوات ساعت است. هنگامی که هوای فشرده شده نیمی از حجم محفظه را تشکیل می‌دهد، ظرفیت ذخیره‌سازی بهینه خواهد شد. نیمی دیگر از حجم محفظه توسط پیستون اشغال می‌شود. در این راستا، شماتیکی از طراحی سیستم بهینه در شکل ۳۲-۴ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌گردد، قسمت فوقانی محفظه به لوله برگشتی متصل نمی‌شود. آن برای نگهداری آبی است که در جریان تخلیه ذخیره‌ساز جاری می‌شود، که باید دو برابر شود [۷۸].



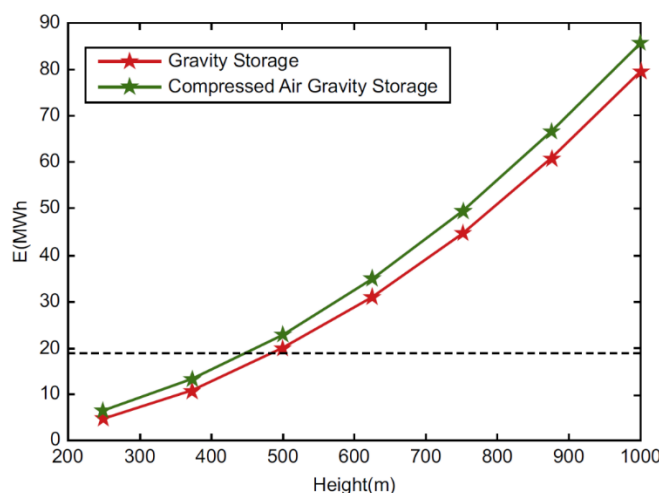
شکل ۳۲-۴: سیستم بهینه ذخیره‌ساز جاذبه هوا فشرده *

همان‌طور که در شکل ۳۲-۴ نشان داده شده، می‌توان ظرفیت ذخیره‌سازی بیشتری با CAGES بدست آورد. تولید انرژی واقعی GES برابر با ۱۹/۸۸ مگاوات ساعت است. با تلفیق هوای فشرده شده، مقدار ۳/۲۲ مگاوات ساعت به انرژی سیستم اضافه می‌شود. بنابراین، کل انرژی تولیدی سیستم CAGES برابر با ۲۳ مگاوات ساعت می‌شود که در شکل ۳۱-۴ نشان داده شده است.

۴-۸-۵- تاثیر ارتفاع محفظه بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده

تاثیر تغییر ارتفاع محفظه بر ظرفیت تولید سیستم باید مورد توجه و مطالعه قرار گیرد. در GES، ارتفاع محفظه به میزان قابل توجهی بر تولید انرژی تاثیر می‌گذارد. با این حال، افزایش این ارتفاع منجر به افزایش هزینه‌های حفاری خواهد شد و بر همین اساس، این امر منجر به افزایش هزینه ساخت می‌شود.

شکل ۳۳-۴ نشان می‌دهد که ارتفاع محفظه تاثیر قابل توجهی در ظرفیت ذخیره‌سازی دارد و محفظه‌های بزرگ‌تر منجر به سیستم‌هایی با ظرفیت ذخیره‌سازی بیشتر می‌شوند. افزودن تراکم به GES موجب افزایش فشار آب می‌شود که مشابه افزایش ارتفاع محفظه می‌باشد. بنابراین، هوای فشرده می‌تواند ارتفاع محفظه در GES را متعادل نماید. همان‌طور که در شکل ۳۳-۴ نشان داده شده، هوای فشرده شده می‌تواند تاثیری معادل افزایش ارتفاع محفظه در GES داشته باشد تا امکان ذخیره‌سازی انرژی بیشتر در سیستم فراهم شود. به عنوان مثال، GES با ظرفیت ۱۹/۸۸ مگاوات ساعت به محفظه با ارتفاع ۵۰۰ متر و قطر ۵/۲۱ متر نیاز دارد. برای به دست آوردن تولید انرژی یکسان جهت کاهش ارتفاع به ۴۵۰ متر، می‌بایست هوای فشرده شده در سیستم گنجانده شود. بنابراین، افزودن هوای فشرده به سیستم مورد مطالعه، ارتفاع محفظه را تا ۵۰ متر کاهش می‌دهد [۷۸].

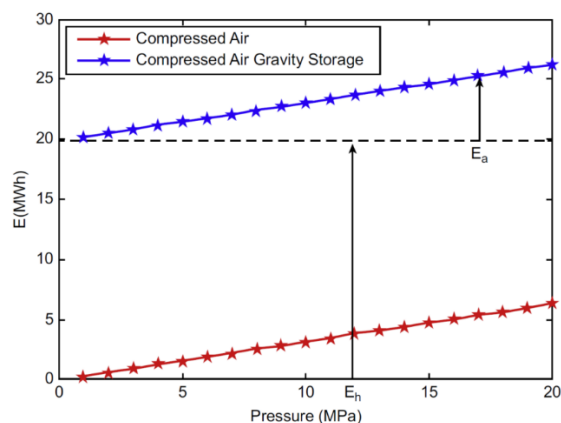


شکل ۳۳-۴: انرژی آزاد شده به صورت تابعی از ارتفاع محفظه

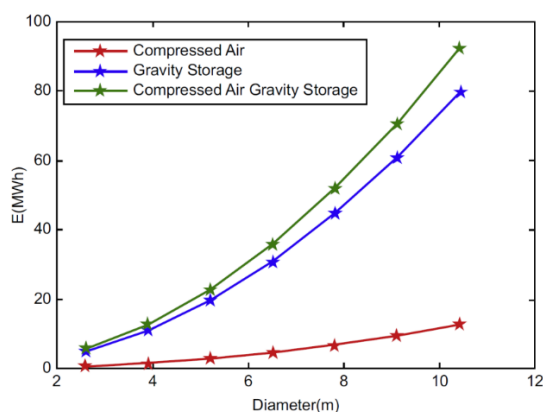
۴-۸-۶- تاثیر فشار و قطر محفظه بر ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم گرانشی هوای فشرده

همان‌طور که در شکل ۳۴-۴ نشان داده شد، انرژی آزاد شده توسط CAGES تحت تاثیر فشار مقاوم حداکثری محفظه قرار می‌گیرد. با افزایش فشار سیستم، روند صعودی ظرفیت ذخیره انرژی مشاهده می‌شود. در فشار ۲۰ مگاپاسکال، انرژی تولید شده ذخیره‌ساز به ۲۶/۲۱ مگاوات ساعت می‌رسد. با مقایسه این مقدار و انرژی GES بدون ترکیب هوای فشرده، می‌توان دریافت مقدار قابل توجهی انرژی به سیستم با افزودن هوای فشرده، اضافه می‌شود. در نتیجه، ظرفیت ذخیره انرژی CAGES با افزایش فشار مجاز سیستم، به طور چشمگیری فزونی می‌یابد. انرژی قابل ذخیره در CAGES به حجم و فشار هوای فشرده بستگی دارد و این امر تابعی از اندازه محفظه، به ویژه قطر آن است. رابطه معکوسی میان قطر محفظه و فشار مقاوم وجود دارد، به طوری که با افزایش یکی، دیگری کاهش می‌یابد. رابطه توان میان قطر محفظه و فشار، یک است، در حالی که این رابطه میان قطر و حجم هوای فشرده، دو است. بر همین اساس، افزایش قطر محفظه به جای فشار مقاوم آن، منجر به افزایش ظرفیت ذخیره‌سازی می‌شود. شکل ۳۵-۴، تغییرات

ظرفیت ذخیره‌سازی CAGES را با توجه به تغییر قطر محفظه نشان می‌دهد. فرض بر این است که فشار مجاز محفظه به دلیل قطر متغیر، تغییر نمی‌کند [۷۸].

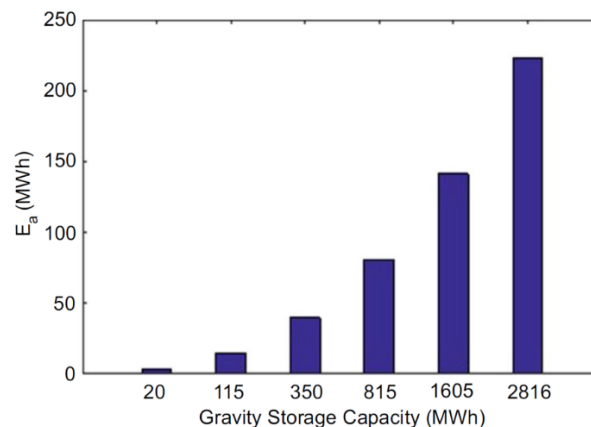


شکل ۴-۳۴: انرژی آزاد شده در برابر فشار مقاوم سیستم



شکل ۴-۳۵: انرژی آزاد شده در نتیجه تغییر قطر محفظه

انرژی بیشتری با ورود هوای فشرده به سیستم‌های بزرگ‌تر GES به دست می‌آید که در کاربردهای مقیاس بزرگ استفاده می‌شود. شکل ۴-۳۶، ظرفیت انرژی حاصل از افزودن هوای فشرده به سیستم‌های GES را نشان می‌دهد. به عنوان مثال، ترکیب ذخیره‌ساز گرانشی با هوای فشرده می‌تواند ۲۲۳ مگاوات ساعت به سیستمی با ظرفیت ۲/۸ گیگاوات ساعت اضافه کند. بنابراین، در سیستم‌های GES مقیاس بزرگ، ظرفیت انرژی قابل توجهی می‌تواند از هوای فشرده اضافه شود.



شکل ۴-۳۶: انرژی حاصل از هوای فشرده

۴-۸-۷- مشخصات کلی سیستم گرانشی هوای فشرده

در مقایسه با فناوری تلمبه ذخیره‌ای و CAES، مزایای بسیاری برای CAGES مشهود است که این سیستم جدید را به یک سیستم قابل توجه تبدیل نموده است. این مزایا شامل ساختار ساده جبران‌کننده‌ای است که به منظور نیاز در بخش سرمایش یا گرمایش توسط CAES مورد استفاده قرار می‌گیرد. علاوه بر این، بهره‌وری پیش‌بینی شده CAGES از CAES بالاتر است چراکه از تجهیزات هیدرولیکی مانند هیدروتوربین استفاده می‌کند. این حالت نسبت به محدوده فشار مورد استفاده در CAES کارآمدتر است. علاوه بر این، تجهیزات هیدرولیکی به طور سریع راه‌اندازی می‌شوند و قابلیت تنظیم ولتاژ، فرکانس و ارائه خدمات رزرو چرخان با استفاده از آنها میسر خواهد بود.

انتظار می‌رود هزینه سرمایه‌گذاری ذخیره‌ساز گرانشی هوای فشرده در مقایسه با CAES کمتر شود. این امر به این دلیل است که این سیستم به سرمایش یا گرمایش نیازی ندارد. هزینه‌های مربوط به تجهیزات مختلف مورد استفاده سه تکنولوژی مطرح‌شده در جدول ۳-۴ آورده شده است. پرواضح است که هزینه انبساط بسیار بیشتر از سیستم‌های مکانیکی- هیدرولیکی است. علاوه بر تمام این مزایا، نصب CAGES به شرایط توپوگرافی خاصی مطابق با PHS نیاز ندارد و این مزیت قابل توجهی است [۷۸].

جدول ۴-۳: هزینه تجهیزات

نوع تجهیزات	مقدار هزینه (دلار بر کیلووات)
توربین انبساطی	۲۲۰
توربین انبساطی (فشار پایین)	۱۴۰
توربین انبساطی (فشار بالا)	۶۰
کمپرسور	۸۴
مبدل حرارتی	۳۳
مخزن فشار بالا	۷۵
هیدروتوربین	۹۵
پمپ	۴۷

۴-۹- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه به بررسی ذخیره‌سازهای پتانسیل گرانشی پرداخته شد. نحوه عملکرد ذخیره‌ساز انرژی گرانشی، طراحی اجزای آن، طراحی مدل بهینه ذخیره‌ساز انرژی گرانشی، مدل‌سازی هیدرولیکی و دینامیکی ذخیره‌ساز گرانشی، نوع مواد مورد استفاده در این فناوری و مقایسه آنها، تعیین سائز بهینه این سیستم‌ها و در نهایت بهسازی سیستم مذکور با طرح موارد جدید از جمله سیستم گرانشی هوای فشرده مباحث این فصل را تشکیل دادند.

مراجع

- [1] G. Venkataramani & et.al, "A Review on Compressed Air Energy Storage e a Pathway for Smart Grid and Polygeneration", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016.
- [2] M.S. Guney & Y. Tepe, "Classification and Assessment of Energy Storage Systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017.
- [3] M. Aneke & M. Wang, "Energy Storage Technologies and Real Life Applications e a State of the Art Review", Applied Energy 179, 2016.
- [4] R. Amirante & et.al, "Overview on Recent Developments in Energy Storage: Mechanical, Electrochemical and Hydrogen Technologies", Energy Conversion and Management 132, 2017.
- [5] X. Luo & et.al, "Overview of Current Development in Electrical Energy Storage Technologies and the Application Potential in Power System Operation", Applied Energy 137, 2015.
- [6] N. G. Crossley, "Sonar Surveys Used in Gas-Storage Cavern Analysis", Oil & Gas Journal, 1998.
- [7] F. Crotagino & et.al, "Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation", In Proceedings of the Solution Mining Research Institute, spring 2001 meeting, Orlando, FL, 15-18 April 2001. pp. 351-357.
- [8] G. E. Dawson-Grove, "Sonar Caliper Applications in Western Canada", In Proceedings of the SPWLA 10th Annual Logging Symposium, Society of Petrophysicists and Well-Log Analysts, Houston, TX, 25-28 May 1969.
- [9] M. B. Dusseault & C. J. Fordham, "Time-Dependent Behavior of Rocks", In: Hudson, J. A. (ed.) Comprehensive rock engineering, vol. 3. Pergamon Press Oxford, 1993.
- [10] F. D. Lord, "Identification and Estimation of Greenhouse Gas Reduction Opportunities through the Implementation of CAES in Canada", University of Waterloo, 2017.
- [11] K.-H. Lux, "Design of Salt Caverns for the Storage of Natural Gas, Crude Oil and Compressed Air: Geomechanical Aspects of Construction, Operation and Abandonment", Geological Society, London, Special Publications, 313(1), 93– 128, 2009.
- [12] L. Guangbin & et.al, "Simulation of the Dynamic Pro-cesses in a Scroll Expander—Generator Used for Small-Scale Organic Rankine Cycle System", Proc Inst Mech Eng Part A: J Power Energy, 2011.
- [13] J. Wang & et.al, "Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part I", IEEE/ASME Trans Mechatron, 2011.
- [14] J. Wang & et.al, "Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part II", IEEE/ASME Trans Mechatron, 2011.
- [15] Brown Boveri & CIE (BBC), "Energy Supply: Huntorf Air Storage Gas Turbine Power Plant", Available: http://www.solarplan.org/Research/BBC_Huntorf_engl.pdf.
- [16] M. Raju & S. Kumar Khaitan, "Modeling and Simulation of Compressed Air Storage in Caverns: a Case Study of the Huntorf plant", Applied Energy 89 (1), 2012.
- [17] F. Crotagino, K. Mohmeyer & R. Scharf, "Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation No Title", Florida, 2001.
- [18] "PowerSouth, Compressed Air Energy Storage: McIntosh Power Plant", Available: <http://www.powersouth.com/wp-content/uploads/2017/07/CAES-Brochure-FINAL.pdf>.
- [19] "Apex CAES, Bethel Energy Center", 2018. Available: <http://www.apexcaes.com/bethel-energy-center>.
- [20] L. Geissbuhler & et.al, "Pilot-Scale Demonstration of Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, Part 1: plant Description and Tests with Sensible Thermal-Energy Storage, " Journal of Energy Storage 17, 2018.

- [21] A. Becattini & et.al," Pilot-Scale Demonstration of Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, Part 2: Tests with Combined Sensible/latent Thermal-Energy Storage," Journal of Energy Storage 17, 2018.
- [22] S. Wang & et.al," Experimental Study of Compressed Air Energy Storage System with Thermal Energy Storage," Energy 103, 2016.
- [23] S. W. Mei & et.al," Design and Engineering Implementation of Non-Supplementary Bred Compressed Air Energy Storage System: TICC-500," Cience China Technological Sciences 58 (4), 2015.
- [24] "High view Power Storage," Highview Company Brochure, 2017. Available: <https://www.highviewpower.com/wp-content/uploads/2018/04/Highview-Brochure-November-2017-Online-A4-web.pdf>.
- [25] D. Pratt," World First Grid-Scale Liquid Air Energy Storage Project Completed in Northern England," Energy Storage News, 2018. Available: <https://www.energy-storage.news/news/world-Prst-grid-scale-liquid-air-energy-storage-project-completed-in-north>.
- [26] Jai Duhan," Compressed Air Energy Storage in Salt Caverns: Geomechanical Design Workflow, CAES Siting Study from a Geomechanics Perspective, and Deep Brine Disposal," University of Waterloo; Waterloo, Ontario, Canada, 2018.
- [27] A .Tharumalingam," A Design Approach for Compressed Air Energy Storage in Salt Caverns," University of Waterloo; Waterloo, Ontario, Canada, 2019.
- [28] E. A. Baskharone," Principles of Turbo machinery in Air-Breathing Engines," Cambridge, UK: Cambridge University Press; 2006.
- [29] W. He & et.al," Study of Cycle-to-Cycle Dynamic Characteristics of Adiabatic Compressed Air Energy Storage Using Packed Bed Thermal Energy Storage," Energy 2017.
- [30] V. Tola & et.al," Performance Assessment of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) Power Plants Integrated with Packed-Bed Thermocline Storage Systems", Energy Convers Manag, 2017.
- [31] M. Budt & et.al," A Review on Compressed Air Energy Storage: Basic Principles, Past Milestones and Recent Developments," Applied Energy, 2016.
- [32] W. Hea, J. Wanga," Optimal selection of air expansion machine in Compressed Air Energy Storage: A review " J Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018.
- [33] M. Lutyski," An Overview of Potential Benefits and Limitations of Compressed Air Energy Storage in Abandoned Coal Mines," Proc IOP Conf Series: Mater Sci Eng, 2017.
- [34] M. Satkin & et.al," Multi Criteria Site Selection Model for Wind-Compressed Air Energy Storage Power Plants in Iran," Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014.
- [35] B. P. McGrail & et.al," Techno-Economic Performance Evaluation of Compressed Air Energy Storage in the Pacific Northwest (No. PNNL-22235)," Richland, Washington: Pacific Northwest National Laboratory.
- [36] S. Hay & A. Ferguson," A Review of Power System Modeling Platforms and Capabilities," The Institution of Engineering and Technology (IET), Published March 2015.
- [37] A. Ortega & F. Milano," Generalized Model of VSC-Based Energy Storage Systems for Transient Stability Analysis," IEEE Trans. Power Syst, 2016.
- [38] I. Calero, C.A. Cañizares and K. Bhattacharya, " Compressed Air Energy Storage System Modeling for Power System Studies", IEEE Transaction on Power Systems, Accepted Jan 2019.
- [39] "Smart CAES Compressed Air Energy Storage Solutions," Brochure, Dresser-Rand, Houston, TX, USA, 2015.

- [40] N. Hasan & et.al, "Mathematical Model of Compressed Air Energy Storage in Smoothing 2MW Wind Turbine," In Proc. IEEE Int. Power Eng. Optim. Conf., Melaka, Malaysia, 2012.
- [41] Y. Cengel & M. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach," 8th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2002.
- [42] P. Kundur, "Power System Stability and Control," New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1994.
- [43] Z. Xiaoshu & Z. Hong, "Switched Reluctance Motor/Generator Simulation Research Based on Compressed Air Energy Storage System," In Proc. Int. Conf. Adv. Mechatronic Syst., Beijing, China, pp. 479-484, 2015.
- [44] M. Mart'inez, M. Molina & P. Mercado, "Dynamic Performance of Compressed Air Energy Storage (CAES) Plant for Applications in Power systems," In Proc. IEEE PES Transmiss. Distrib. Conf. Expo., Latin Amer., Sao Paulo, Brazil, pp. 496-503, 2010.
- [45] "Huntorf Air Storage Gas Turbine Power Plant" 1979.
- [46] X.Luo, J.Wang, C.Krupke, Y.Wanga, Y.Sheng, J.Li, Y.Xu, D.Wang, S.Miao, H, Chen, "Modelling Study, Efficiency Analysis and Optimisation of Large-Scale Adiabatic Compressed Air Energy Storage Systems with Low-Temperature Thermal Storage, Journal of Applied Energy, pp. 589-600, 2016.
- [47] S. Rehman, L. M. Al-Hadhrami & M. M. Alam, "Pumped hydro energy storage system: A technological review," 2015.
- [48] www.hydroworld.com.
- [49] A. Botterud, T. Levin & V. Koritarov, "Pumped Storage Hydropower: Benefits for Grid Reliability and Integration of Variable Renewable Energy," Argonne National Laboratory, 2014.
- [50] A. Temiz, "Decision Making on Turbine Types and Capacities for Run-of-River Hydroelectric Power Plants A Case Study on EGGLECE-1 HEPP," İzmir Institute of Technology, 2013.
- [51] M. Emil, "Water power development," Akademia Budapest, 1991.
- [52] K. Flury & R. Frischknecht, "Life Cycle Inventories of Hydroelectric Power Generation," ESU-services Ltd, 2012.
- [53] E. A. Ampim & S. Maharjan, "A Study of Hydro and Pumped Storage Hydropower in Northern Norway," The Arctic University of Norway, 2017.
- [54] E. Lehtonen, "Production Planning of a Pumped-storage Hydropower Plant," Aalto University, 2010.
- [55] P. March, "Flexible Operation of Hydropower Plants," EPRI, 2017.
- [56] V. K. Singh & S. K. Singal, "Operation of Hydro Power Plants: A Review," ELSEVIER, 2016.
- [57] M. Krack, M. Secanell & P. Mertiny, "Rotor Design for High-Speed Flywheel Energy Storage Systems," Energy Storage in the Emerging Era of Smart Grids, 2011.
- [58] M. E. Amiryar & K. R. Pullen, "A Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and their Applications," journal of MDPI, 2017.
- [59] B. Bolund, H. Bernhoff & M. Leijon, "Flywheel Energy and Power Storage Systems," Renewable and Sustainable Energy Review, pp. 235-258, 2007.
- [60] S. R. Holm, "Modeling and Optimization of a Permanent Magnet Machine in a Flywheel," PhD Thesis Technische Universities Delft, 2003.
- [61] P. Ribeiro & et.al, "Energy Storage Systems for Advanced Power Applications," Proceedings of IEEE, pp. 1744-1756, 2001.
- [62] V. Kale & M. Secanell, "A Comparative Study Between Optimal Metal and Composite Rotors for Flywheel Energy Storage Systems," Journal of Elsevier, pp. 576-585, 2018.

- [63]R. Ostergard, "Flywheel Energy Storage: a Conceptual Study," Master Thesis Uppsala Universitet, 2011.
- [64]R. Pena-Alzola & et.al, "Review of Flywheel Based Energy Storage Systems," International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, 2011.
- [65]C. Zhang & K. J. Tseng, "Design and Control of Novel Flywheel Energy Storage System Assisted by Hybrid Mechanical-Magnetic Bearings," *Mechatronics* 2013, pp. 297-309, 2013.
- [66]M. Subkhan & M. Komori, "New Concept for Flywheel Energy Storage System Using SMB and PMB," *IEEE Trans. Appl. Supercond*, pp. 1485-1488, 2011.
- [67]M. I. Daoud & et.al, "On the Development of Flywheel Storage Systems for Power System Applications: A Survey," in *Proceeding of 20th International Conference on Electrical Machines*, 2012.
- [68]M. A. Awadallah & B. Venkatesh, "Energy Storage in Flywheels: An Overview," 2015.
- [69]T. Friedli & et.al, "Comparative Evaluation of three-Phase AC-AC Matrix Converter and Voltage DC-Link Back-to-Back Converter Systems," *IEEE Trans. Ind. Electr*, pp. 4487-4510, 2012.
- [70]T. Kamf, "High Speed Flywheel Design: Using Advanced Composite Materials," Thesis of Uppsala Universitet, 2012.
- [71]M. I. L. Marques, "Design and Control of an Electrical Machine for Flywheel Energy Storage System," Master Thesis of IST, 2008.
- [72]Y. BAI & et.al, "Design of Composite Flywheel Rotor," *Front. Mech. Eng. China*, 2008.
- [73]H. Yongjie, R. Zhengyi & T. Yongxiang, "General Design Method of Flywheel Rotor for Energy Storage System," *International Conference on Future Energy, Environment and Materials*, 2012.
- [74]M. A. Awadallah & B. Venkatesh, "Energy Storage in Flywheels: An Overview," *Canadian Journal of Electrical and Computer Engineering*, 2015.
- [75]D. Bender, "Recommended Practices for the Safe Design and Operation of Flywheels," SANDIA Report, 2015.
- [76]Military Handbook MIL-HDBK-17-ID, *Polymer Matrix Composites*, V. I, II, III.
- [77]R. V. D. Esche, "Safety of Flywheel Storage Systems," Technical Report, 2016.
- [78]A. Berrada & Kh. Loudiyi, "Gravity Energy Storage," ELSEVIER, 2019.
- [79]A. V. Beek, "Advanced Engineering design," 2012.
- [80]Civil engineering projects, see. [http://www.civilprojectsonline.com/building-construction/reinforce-d-circular-water-tank-design-of-rcc-structures/for Rein-forced Circular Water Tank/Design of RCC Structures](http://www.civilprojectsonline.com/building-construction/reinforce-d-circular-water-tank-design-of-rcc-structures/for-Rein-forced-Circular-Water-Tank/Design-of-RCC-Structures).
- [81]G. S. Suresh, "Design of Water Tanks. Mysore: National Institute Of Engineering,".
- [82]M. A. El Reedy, "Construction management and design of industrial concrete and steel structures," Taylor & Francis Group, 2011.
- [83]M. Tareq, "Behaviour of reinforced concrete conical tanks under hydrostatic loading," M.S. thesis of University of Western Ontari, 2014.
- [84]W. Li, L. Vanfretti & Y. Chompoobutrgool, "Development and Implementation of Hydro Turbine and Governor Models in Free and Open Source Software Package," *Simulat Model Pract Theor* 2012.
- [85]C. Gencoglu, "Assessment of effect of Hydroelectric Power Plants Governor Settings on Low Frequency inter-area Oscillations," Ms Thesis, Middle East Technical University, 2012.
- [86]M. Sattouf, "Simulation Model of Hydro Power Plant Using Matlab/Simulink," 6th EUROSIM Congress Simul 2014.

- [87]R. Bhoori & SM Ali, "Simulation for Speed Control of the Small Hydro Power Plant Using PID Controllers," Int J Adv Res Electr Instrum Eng, 2014.
- [88]I. Nassar, "Improvements of Primary and Secondary Control of the Turkish Power System for Interconnection with the European System," PHD Thesis submitted to Faculty of Computer Science and Electrical Engineering, Turkey, Rostock University, 2010.
- [89]L.G. Anskas & et.al, "Hybrid Wind Power Balance Control Strategy Using Thermal Power, Hydro Power and Flow Batteries," Electr Power Energy Syst, 2016.
- [90]M. Sattouf, "Data Acquisition and Control System of Hydroelectric Power Plant Using Internet Techniques," Brno University of Technology.
- [91]IEEE Standards Board, IEEE recommended practice for excitation system models for power system stability studies, IEEE Std 421.5-1992.
- [92]S. Mcfadyen, "Photovoltaic (PV) e Electrical Calculations," Available at: <http://myelectrical.com/notes/entryid/225/> photovoltaic-pv-electrical-calculations.
- [93]M. Jelali & A. Kroll, "Hydraulic Servo-Systems: Modeling, Identification and Control," Springer-Verlag London Limited, 2004.
- [94]G. Totten, "Handbook of hydraulic fluid technology," New York, 2000.
- [95]H. Olsson & et.al, "Friction Models and Friction Compensation," European J Control, 1998.
- [96]P. Samyn and et.al, "Sliding Behavior of Pure Polyester and Polyester-PTFE Filled Bulk Composites in Overload Conditions," Polym Test, 2005.
- [97]H. Kim & et.al, "Approximation of Contact Stress for a Compressed and Laterally one Side Restrained O-ring,"
- [98]K. Yokoyama, "Effect of Contact Pressure and Thermal Degradation on the Sealability of O-ring," JSAE Rev, 1997.
- [99]KL. Johnson, "Contact Mechanics," Cambridge University Press.
- [100], "Imnoeng. Moody friction factor calculation," LMNO Engineering, Research and Software, Ltd, 2014. Retrived from, <http://www.lmnoeng.com/moody.php>.
- [101]B. Larock & et.al, "Hydraulics of pipeline systems," 1st ed, Boca Raton, 2000.
- [102]Indexmundi. Commodities market prices. 2015. Avail-able at: <http://www.Indexmundi.com/commodities/>.
- [103] Material cost. Available from: www.infomine.com.
- [104]P. Cheremisinoff, "Advances in environmental control technology," Houston, Texas: Storage Tanks Gulf Professional Publishing. 303.
- [105]F. Gerard, "Gravity driven water network: theory and design," 2011.
- [106]A. Berrada & K. Loudiyi, "Operation, Sizing, and Economic Evaluation of Storage for Solar and Wind Power Plants," Renew Sustain Energy Rev 2016.
- [107]M. Nazari & M. Ardehali, "Optimal Coordination of Renewable Wind and Pumped Storage with Thermal Power Generation for Maximizing Economic Profit with Considerations for Environmental Emission Based on Newly Developed Heuristic Optimization Algorithm," J Renew Sustain Energy 2016.
- [108]R. Abarghoee & et.al, "Probabilistic Multiobjective Wind-Thermal Economic Emission Dispatch Based on Point Estimated Method," 2012.
- [109]M. Aneke, M. Wang, "Energy Storage Technologies and Real Life Applications - a State of the Art Review," Appl Energy 2016.
- [110]Ree. Red Eléctrica de España. S.A. (REE), 2017. [http:// www.ree.es/en](http://www.ree.es/en).
- [111]H. Chen & et.al, "Progress in electrical energy storage system: a critical review," Prog Nat Sci 2009.
- [112]D. Akinyele & R. Rayudu, "Review of energy storage technologies for sustainable power networks," Sustain Energy Technol Assess 2014.

-
- [113]H. Wang, " Water-gas encompassing electric power, energy storage system," 2012.
- [114]EBO Group, " Inc. Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage and Distribution System," 2007.
- [115]H. Wang & et.al, " A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System," Energies 2013.
- [116]J. Bi, T. Jiang, W. Chen & X. Ma, " Research on Storage Capacity of Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage Equipment," Energy Power Eng, 2013.

خواننده گرامی

امور نظام فنی و اجرایی سازمان برنامه و بودجه کشور، با گذشت بیش از چهل سال فعالیت تحقیقاتی و مطالعاتی خود، افزون بر هفتصد عنوان نشریه تخصصی- فنی، در قالب آیین نامه، ضابطه، معیار، دستورالعمل، مشخصات فنی عمومی و مقاله، به صورت تألیف و ترجمه، تهیه و ابلاغ کرده است. گزارش حاضر در راستای موارد یاد شده تهیه شده، تا در راه نیل به توسعه و گسترش علوم در کشور و بهبود فعالیت های عمرانی به کار برده شود. فهرست نشریات منتشرشده در سال های اخیر در سایت اینترنتی nezamfanni.ir قابل دستیابی می باشد.

Energy Storage Guide

Second Part: Principles of Design, Fabrication and Use of Mechanical Storage Systems

[No. 840-2]

Implementation Niroo research institute

Project Manager Omid Shahhosseini M.Sc. of Electrical Eng

Authors & Contributors Committee:

Omid Shahhosseini Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Saeed Mahmoudi Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Abbasali Amirfakhrian Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Nasim Akbari Kafshgari Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Confirmation Committee:

Morteza Torabi Niroo research institute M.Sc. of Metallurgy engineering

Niki Moslemi Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng.

Zahra Madihi Bidgoli Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng.

Steering Committee(Plan and Budget Organization):

Farzaneh Agharamzanali Head Group of Technical and Executive Affairs Department

Alirez Totonchi Deputy of Technical and Executive Affairs Department

Mohamad reza talaakoob Expert Engineering, Technical and Executive Affairs Department

Seyed Vahidedin Rezvani Expert Engineering, Technical and Executive Affairs Department

Alireza Fakhrrahimi Expert Engineering, Technical and Executive Affairs Department

Abstract:

The design, construction and use of energy storage systems have become particularly important, especially when the energy recovered from the storage source is electricity. Providing ancillary services (such as frequency control), overcoming thermal Limitations (insufficient resources) and aggregation of renewable energy sources along with functions such as increasing efficiency, providing security and improving power quality, all of which are characteristics of smart power and energy networks, are important. One of the major issues in the field of energy now and in the future, the use of energy storage systems will be capable of recycling of electrical energy.

Compressed air systems, storage pump power plants, flywheels and gravity potential systems are among the energy storage systems with the ability to recover electrical energy in which the energy stored is mechanical. High reliability, scalability and various applications have led to the development and use of these systems (except for storage pump power plants) to be considered and their importance is increasing day by day. For example, large-scale compressed air storage systems are used for load management in the power grid. Small-scale compressed air storage systems are used in transportation, especially in conventional vehicles, ships, and hybrid vehicles. The use of compressed air storage systems in modern technologies such as flying machines is being studied.

In view of the above, the commercialization of mechanical storage devices in the world is pursued with special focus. Predictions show that these storage devices will be significantly developed in the future and will play a very important role in smart energy grids. With the widespread use of the above equipment, this equipment will be used in Iran soon. Obviously, one of the measures required to prepare the necessary conditions for the optimal and widespread use of these storage devices is to develop a technical guide for the design, construction and use of these systems. Due to this issue, the preparation and compilation of manuals for mechanical storage devices has been considered and addressed. The leading criterion addresses these issues in four chapters.

Islamic Republic of Iran
Plan and Budget Organization

Energy Storage Guide

**Second Part: Principles of Design, Fabrication and Use of
Mechanical Storage Systems**

No.840-2

Last Edition: 11-07-2021

Deputy of Technical and Infrastructure
Development Affairs

Ministry of Energy

Department of Technical and Executive
Affairs

Niroo Research Institute

nezamfanni.ir

Nri.ac.ir

2022

این ضابطه با عنوان «اصول طراحی، ساخت و
بکارگیری ذخیره‌سازهای مکانیکی» به تفکیک
دربدارنده اصول طراحی، ساخت و بکارگیری
سیستم‌های هوای فشرده، اصول طراحی، ساخت و
بکارگیری سیستم‌های تلمبه ذخیره‌ای، اصول
طراحی، ساخت و بکارگیری چرخ طیار و اصول
طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌ساز پتانسیل
گرنشی می‌باشد.