

جمهوری اسلامی ایران
سازمان برنامه و بودجه کشور

راهنمای ذخیره‌سازهای انرژی

بخش چهارم: اصول طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌سازهای
حرارتی

ضابطه عمومی شماره ۴-۸۴۰

آخرین ویرایش: ۰۲-۰۵-۱۴۰۰

پژوهشگاه نیرو

معاونت فنی، امور زیربنایی و تولیدی

گروه برنامه‌ریزی و بهره‌برداری سیستم‌های قدرت

امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران

<https://nri.ac.ir>

nezamfanni.ir



omoorepeyman.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



omoorepeyman.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 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 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 چهارم از موارد صدرالذکر است.

در این ضابطه به تدوین مشخصات فنی و اجرایی طراحی، ساخت و بکارگیری انواع ذخیره‌سازهای حرارتی پرداخته می‌شود. فصل اول به پیکربندی و عملکرد سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، فصل دوم به انتخاب مواد در ذخیره‌سازهای حرارتی، فصل سوم به مدل‌های ریاضی و روش‌های عددی برای فرایندهای ذخیره‌سازی حرارتی و فصل چهارم نیز به بررسی دماهای سیال تخلیه شده از انواع ذخیره‌سازهای حرارتی اختصاص دارند. همچنین در فصل پنجم تعیین حجم مناسب مخزن در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، در فصل ششم چالش‌های مکانیکی و ساخت سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، در فصل هفتم انتخاب عایق در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی و در فصل هشتم ذخیره‌سازهای یخ بررسی خواهند شد. در پایان نیز منابع و مراجع مورد استفاده معرفی خواهند شد.



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

[ضابطه عمومی شماره ۴-۸۴۰]

مجری: پژوهشگاه نیرو

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

اعضای گروه تهیه‌کننده:

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

اعضای گروه تأییدکننده:

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

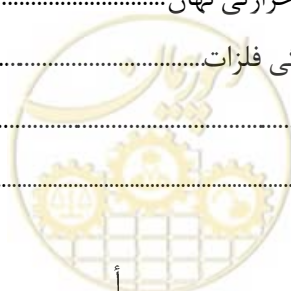
هدایت و راهبری (سازمان برنامه و بودجه)

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 فخرحیمی	کارشناس امور نظام فنی و اجرایی، مشاورین و پیمانکاران



فهرست مطالب

عنوان	صفحه
مقدمه.....	۱
فصل ۱.....	۲
۱-۱- سناریوی ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل (گرم یا سرد).....	۳
۲-۱- سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين (لایه با دمای متغیر) با استفاده از HTF.....	۴
۳-۱- سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين با بستر آکنده و یک سیال انتقال حرارت.....	۶
۱-۳-۱- بستر آکنده با استفاده از سنگریزه‌های مواد جامد برای ذخیره انرژی محسوس.....	۸
۲-۳-۱- PCM های کپسوله شده به عنوان پرکننده برای بسترهای آکنده.....	۹
۳-۳-۱- PCM ها و PCM های محسوس هیبریدی بستر آکنده ذخیره‌ساز حرارتی.....	۹
۴-۳-۱- ذخیره‌سازی حرارتی بلوک جامد با لوله‌های HTF تعبیه شده.....	۱۰
۴-۱- فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی ترموشیمیایی.....	۱۱
۵-۱- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....	۱۳
فصل ۲.....	۱۴
۱-۲- علائم و اختصارات.....	۱۵
۲-۲- ذخیره‌ساز حرارتی با انواع واسطه‌ها جهت انتقال حرارت.....	۱۶
۳-۲- سیالات برای انتقال حرارت و ذخیره انرژی حرارتی.....	۱۸
۱-۳-۲- معیار انتخاب سیالات با هدف انتقال گرما.....	۲۷
۲-۳-۲- تولید آنتروپی در فرایند انتقال حرارت در سیستم CSP.....	۲۸
۳-۳-۲- نرخ تولید آنتروپی به دلیل افت (تلفات) فشار.....	۳۳
۴-۳-۲- ارزیابی چندین سیال انتقال حرارت.....	۳۵
۴-۲- مواد جامد برای ذخیره‌سازی حرارتی محسوس.....	۳۹
۵-۲- ذرات جامد و مخلوط سیالات انتقال حرارت برای ذخیره‌سازی حرارتی.....	۴۰
۶-۲- مواد تغییر فاز دهنده برای ذخیره‌سازی حرارتی نهان.....	۴۳
۷-۲- تخریب مواد ذخیره‌ساز حرارتی و خوردگی فلزات.....	۵۱
۸-۲- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....	۵۶
فصل ۳.....	۵۷



۵۸	۱-۳- علائم و اختصارات.....
۵۹	۲-۳- ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل تنها با استفاده از مایع.....
۶۱	۳-۳- مدل یک بعدی برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس بستر آکنده با دو واسط.....
۶۶	۱-۳-۳- بهره‌وری (راندمان) تحویل انرژی.....
۶۷	۲-۳-۳- سطح انتقال حرارت Ss و ضریب انتقال حرارت h در انواع مختلف سیستم‌های ذخیره‌ساز.....
۶۸	۳-۳-۳- اثرات هدایت (رسانایی) در ذرات جامد یا ناحیه جامد یکپارچه.....
۸۱	۴-۳-۳- راه حل عددی برای مدل یک بعدی برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو محیط.....
۸۵	۵-۳-۳- کد کامپیوتری برای تجزیه و تحلیل محاسبات یک‌بعدی.....
۸۵	۶-۳-۳- نتایج عددی برای تغییر دما در ذخیره‌ساز انرژی محسوس بستر آکنده.....
۹۰	۴-۳- مدل انتقال حرارت یک بعدی برای بستر آکنده PCM کپسوله شده.....
۹۱	۱-۴-۳- مدل ریاضی.....
۹۴	۲-۴-۳- روش عددی و فرایند حل.....
۹۹	۳-۴-۳- نمونه‌ای از نتایج حاصل از راه حل عددی برای بستر آکنده کپسول‌های PCM.....
۱۰۳	۱-۳-۴-۳- دمای متغیر سیال انتقال حرارت در ورودی.....
۱۰۷	۵-۳- اعتبارسنجی مدل‌های یک‌بعدی ذخیره‌سازی حرارتی نهان و محسوس.....
۱۰۷	۱-۵-۳- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس.....
۱۱۲	۱-۱-۵-۳- مشخصات محاسباتی.....
۱۱۴	۲-۱-۵-۳- مطالعه مستقل از شبکه و گام زمانی.....
۱۱۴	۳-۱-۵-۳- مقایسه نتایج CFD و نتایج حاصل از مدل‌سازی یک‌بعدی.....
۱۱۸	۲-۵-۳- ذخیره‌ساز حرارتی گرمای نهان.....
۱۱۹	۶-۳- مدل‌هایی که به صورت مستقیم رسانایی حرارتی جامد و HTF را محاسبه می‌کنند.....
۱۲۲	۷-۳- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....
۱۲۳	فصل ۴.....
۱۲۴	۱-۴- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با سیال منفرد.....
۱۲۴	۲-۴- بستر آکنده با ماده پرکننده جامد برای ذخیره‌سازی حرارتی محسوس.....
۱۲۶	۱-۲-۴- تکرار شارژ و تخلیه برای دستیابی به عملکرد حالت پایدار چرخه‌ای.....
۱۲۶	۳-۴- بستر آکنده با استفاده از PCM کپسوله شده برای ذخیره‌ساز حرارتی نهان.....

۱-۳-۴- تکرار شارژ و تخلیه انرژی برای نزدیک شدن به عملکرد حالت پایدار چرخه‌ای برای ذخیره‌ساز حرارتی	۱۲۸
۴-۴- بستر آکنده چند لایه با PCMهای مختلف با دماهای تغییر فاز متفاوت	۱۲۸
۵-۴- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۱۲۹
فصل ۵	۱۳۰
۱-۵- دبی جرمی لازم سیال انتقال حرارت برای تقاضای توان	۱۳۱
۲-۵- تعیین حجم‌های ذخیره‌سازی حرارتی برای میزان مطلوب ذخیره انرژی	۱۳۲
۱-۲-۵- HTF به عنوان تنها محیط ذخیره‌سازی حرارتی	۱۳۲
۲-۲-۵- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو واسط HTF و جامد	۱۳۲
۳-۲-۵- ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط HTF و PCM	۱۳۵
۳-۵- تعیین حجم مخزن در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی با چند مثال	۱۳۶
۱-۳-۵- تجزیه و تحلیل کالیراسیون برای تعیین حجم ذخیره‌ساز به منظور پاسخگویی به تقاضا	۱۳۶
۲-۳-۵- تعیین حجم مخزن ذخیره‌سازی برای ذخیره‌سازی انرژی محسوس با دو مثال	۱۳۶
۳-۳-۵- تعیین حجم مخزن ذخیره‌ساز برای ذخیره‌ساز انرژی PCM با یک مثال	۱۳۸
۴-۵- آنالیز ذخیره‌سازی سرد برای خنک‌سازی مورد نیاز	۱۴۲
۵-۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۱۴۳
فصل ۶	۱۴۴
۱-۶- اتصال پمپ و موتور	۱۴۵
۲-۶- فشار بالا در کف برای مخازن ذخیره‌سازی حرارتی	۱۴۵
۳-۶- انبساط حرارتی و چرخه‌های حرارتی	۱۴۶
۴-۶- انجماد و ذوب سیالات در مخازن و لوله‌ها	۱۴۶
۵-۶- خوردگی و سمیت کم مواد ذخیره‌ساز حرارتی	۱۴۶
۶-۶- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۱۴۷
فصل ۷	۱۴۸
۱-۷- اصول کلی	۱۴۹
۲-۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۱۵۱
فصل ۸	۱۵۲
۱-۸- آشنایی با ذخیره‌ساز یخ	۱۵۳



- ۸-۲- مشخصات کلی سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ..... ۱۵۵
- ۸-۲-۱- مشخصات کلی سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل..... ۱۵۵
- ۸-۲-۲- مشخصات کلی سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل..... ۱۵۸
- ۸-۲-۳- مشخصات کلی سیستم کپسوله‌سازی یخ..... ۱۵۹
- ۸-۲-۴- مشخصات کلی سیستم واحد ذخیره‌سازی حرارتی..... ۱۶۲
- ۸-۲-۵- مشخصات کلی سیستم مزرعه یخ..... ۱۶۴
- ۸-۳- نکات فنی مرتبط با سیستم‌های خنک‌سازی (تبرید)..... ۱۶۵
- ۸-۳-۱- یخ کپسوله شده و ذوب از داخل یخ روی کویل..... ۱۶۵
- ۸-۳-۲- ذوب از خارج یخ روی کویل..... ۱۶۶
- ۸-۳-۳- مزرعه یخ..... ۱۶۷
- ۸-۴- نکات فنی مرتبط با مخازن ذخیره‌سازی..... ۱۶۸
- ۸-۴-۱- نکات فنی مرتبط با سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل..... ۱۶۸
- ۸-۴-۲- نکات فنی مرتبط با سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل..... ۱۶۹
- ۸-۴-۳- نکات فنی مرتبط با سیستم یخ کپسوله شده..... ۱۷۰
- ۸-۴-۴- نکات فنی مرتبط با سیستم مزرعه یخ..... ۱۷۱
- ۸-۵- کنترل و ابزار دقیق در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ..... ۱۷۳
- ۸-۵-۱- کنترل و ابزار دقیق در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل..... ۱۷۳
- ۸-۵-۲- کنترل و ابزار دقیق در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل..... ۱۷۴
- ۸-۵-۳- کنترل و ابزار دقیق در سیستم یخ کپسوله شده..... ۱۷۵
- ۸-۵-۴- کنترل و ابزار دقیق در سیستم مزرعه یخ..... ۱۷۵
- ۸-۶- استراتژی‌های بهره‌برداری و کنترل در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ..... ۱۷۶
- ۸-۶-۱- پیکربندی سری..... ۱۷۷
- ۸-۶-۲- جریان سری، چیلر بالادست (حالت دشارژ)..... ۱۷۸
- ۸-۶-۳- جریان سری، چیلر پایین‌دست (حالت دشارژ)..... ۱۷۹
- ۸-۶-۴- جریان موازی-حالت دشارژ..... ۱۸۰
- ۸-۶-۵- تغییرات قابل اعمال در پیکربندی سیستم‌های ذخیره یخ..... ۱۸۱
- ۸-۶-۶- تولید یخ- حالت شارژ..... ۱۸۲
- ۸-۶-۷- حالت‌های تعویض چیلر..... ۱۸۴



۱۸۴.....	۸-۷- اجزاء واسط سیستم ذخیره‌ساز یخ با سیستم‌های ساختمانی.....
۱۸۴.....	۸-۷-۱- اجزاء واسط برای سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل.....
۱۸۵.....	۸-۷-۲- اجزاء واسط برای سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل.....
۱۸۵.....	۸-۷-۳- اجزاء واسط برای سیستم یخ کپسول شده.....
۱۸۶.....	۸-۷-۴- اجزاء واسط برای سیستم مزرعه یخ.....
۱۸۸.....	۸-۸- اندازه و ابعاد در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ.....
۱۸۸.....	۸-۸-۱- اندازه و ابعاد در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل.....
۱۸۸.....	۸-۸-۲- اندازه و ابعاد در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل.....
۱۸۹.....	۸-۸-۳- اندازه و ابعاد در سیستم یخ کپسول شده.....
۱۸۹.....	۸-۸-۴- اندازه و ابعاد در سیستم مزرعه یخ.....
۱۹۰.....	۸-۹- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ.....
۱۹۱.....	۸-۹-۱- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل.....
۱۹۴.....	۸-۹-۲- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل.....
۱۹۶.....	۸-۹-۳- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم یخ کپسول شده.....
۱۹۹.....	۸-۹-۴- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم مزرعه یخ.....
۲۰۱.....	۸-۱۰- تعمیر و نگهداری سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ.....
۲۰۱.....	۸-۱۰-۱- تعمیر و نگهداری سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل.....
۲۰۱.....	۸-۱۰-۲- تعمیر و نگهداری سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل.....
۲۰۱.....	۸-۱۰-۳- تعمیر و نگهداری سیستم یخ کپسول شده.....
۲۰۲.....	۸-۱۰-۴- تعمیر و نگهداری سیستم مزرعه یخ.....
۲۰۲.....	۸-۱۱- راه‌اندازی سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ.....
۲۰۳.....	۸-۱۱-۱- راه‌اندازی سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل.....
۲۰۴.....	۸-۱۱-۲- راه‌اندازی سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل.....
۲۰۵.....	۸-۱۱-۳- راه‌اندازی سیستم یخ کپسول شده.....
۲۰۶.....	۸-۱۱-۴- راه‌اندازی سیستم مزرعه یخ.....
۲۰۶.....	۸-۱۲- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری.....
۲۰۷.....	مراجع.....



فهرست شکل‌ها

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱: انرژی حرارتی ذخیره شده در HTF با استفاده از دو مخزن؛ (A) سیال انتقال حرارت در سیستم جمع کننده خورشیدی برای ذخیره‌سازی حرارتی نیز استفاده می‌شود، (B) سیال انتقال حرارت در سیستم جمع کننده خورشیدی با سیال ذخیره‌ساز حرارت متفاوت است [۳].....	۴
شکل ۲-۱: سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين فقط با استفاده از سیال انتقال حرارت، (A) ترموکلاين، (B) سیال گرم و سرد با استفاده از مانع حرکتی متحرک عایق/ جدا شده‌اند.....	۵
شکل ۳-۱: ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط که HTF از طریق یک بستر آکنده ماده ذخیره‌ساز حرارتی دیگری جریان می‌یابد.....	۶
شکل ۴-۱: نمایش نیاز به معکوس شدن جهت جریان HTF در حالت شارژ و تخلیه.....	۷
شکل ۵-۱: طرح‌های آکنده‌سازی ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده. (A) سنگ یا سنگریزه در بستر آکنده؛ (B) کپسول‌های PCM در بستر آکنده؛ (C) چند ناحیه از کپسول‌های PCM و سنگ/سنگریزه بستر آکنده؛ (D) بلوک مواد ذخیره‌ساز حرارتی (محسوس یا PCM) با لوله‌های HTF درون آن.....	۸
شکل ۶-۱: پیکربندی کانال‌های HTF در مواد بلوک ذخیره‌ساز حرارتی. مناطق سایه‌دار با خط‌چین ناحیه HTF را نشان می‌دهند؛ (A) سیال بین ورقه‌های جامد جریان دارد؛ (B) سیال بین میله‌های جامد جریان دارد و (C) سیال در لوله‌های تعبیه شده در جامد جریان دارد.....	۱۰
شکل ۱-۲: حلقه جریان با استفاده از HTF برای انتقال گرما از کلکتورهای خورشیدی به نیروگاه.....	۱۸
شکل ۲-۲: نرخ تولید آنتروپی سیستم با استفاده از HTF‌های مختلف در دمای عملیاتی مختلف برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات.....	۳۸
شکل ۳-۲: مخزن ذخیره‌سازی حرارتی آکنده با ماسه و ماسه‌های اشباع شده با روغن، (A) ماسه COARSE و (B) ماسه COARSE اشباع شده با روغن.....	۴۳
شکل ۴-۲: دسته‌بندی مواد تغییر فاز.....	۴۳
شکل ۵-۲: ظرفیت ذخیره‌سازی حرارتی گرمای نهان PCM‌های مختلف.....	۴۴
شکل ۶-۲: ظرفیت ذخیره‌سازی حرارتی گرمای نهان PCM‌های نمک مذاب مختلف.....	۴۴
شکل ۷-۲: طرح‌های آکنده‌سازی PCM. (A) PCM دما بالا در پوسته‌های فلزی؛ (B) PCM دما پایین در پوسته‌های پلاستیکی؛ (C) PCM حلقه‌ای؛ (D) PCM تعبیه شده در لوله؛ (E) باله‌ها در PCM؛ (F) حلقه‌های فلزی در PCM.....	۴۷
شکل ۸-۲: ترک خوردگی بتن در اثر چرخه‌های حرارتی؛ (A) ترک داخل بتن؛ (B) ترک بین لوله‌های سیال و بتن.....	۵۵
شکل ۹-۲: مواد جامد آکنده شده (فشرده شده) در نواحی جداگانه قاب در یک مخزن.....	۵۶
شکل ۱-۳: تصویر شماتیک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل با یک مخزن.....	۶۰

- شکل ۲-۳: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی با بستر آکنده و حجم کنترل برای تجزیه و تحلیل ۶۳
- شکل ۳-۳: چهار ترکیب ساختاری جامد-سیال نمونه سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی. (A) ذرات کرووی جامد با HTF که از اطراف آن عبور می‌کند؛ (B) صفحات مسطح جامد با HTF که از کانال‌ها در مخزن عبور می‌کند؛ (C) سیلندرهای جامد فشرده با HTF که در طول مخزن عبور می‌کند؛ (D) مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد با لوله‌های HTF که از داخل مخزن عبور می‌کنند ۶۹
- شکل ۴-۳: مقایسه بین نتایج روش تحلیلی (Q^* از)، روش ظرفیت یکپارچه (با استفاده از Bi و $Q^* = 1 - E - Bi$) و روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده (با استفاده از $BIEFF$ و $Q^* = 1 - E - BIEFF$) در اعداد بیوی متفاوت برای مواد ذخیره‌ساز، (A) کرووی؛ (B) صفحه‌ای (زمان بدون بعد به صورت $T^* = KSPSCST(VS/SS)2$ می‌باشد). ۷۹
- شکل ۵-۳: نمودار ماتریس راه حل بدست آمده از روش مشخصه‌ها ۸۳
- شکل ۶-۳: مشخصات دمای سیال بدون بعد در مخزن در هر نیم ساعت ۸۶
- شکل ۷-۳: توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از $T^* = 4$ تخلیه (در اینجا از θ_R برای نشان دادن θ_S استفاده می‌شود، زیرا از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است) ۸۷
- شکل ۸-۳: توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از $T^* = 4$ شارژ (در اینجا از θ_R برای نشان دادن θ_S استفاده می‌شود، زیرا از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است) ۸۷
- شکل ۹-۳: تغییرات دمایی بدون بعد از سیال خروجی در $z^* = 1$ برای فرایندهای شارژ و تخلیه ۸۸
- شکل ۱۰-۳: مقایسه نتایج عددی و تحلیلی توزیع دما در مخزن پس از زمان $T^* = 4$ دشارژ (در اینجا از θ_R برای نشان دادن θ_S استفاده می‌شود، زیرا در مثال از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است) ۸۹
- شکل ۱۱-۳: مقایسه توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از زمان $T^* = 4$ تخلیه برای تعداد مختلفی از گره‌های گسسته ۸۹
- شکل ۱۲-۳: ترموکلاين کلی (سنگریزه یا کپسول PCM) برای مدل‌سازی ۹۲
- شکل ۱۳-۳: شبکه راه حل برای اولین مرحله از جابجایی استاندارد واسط فضایی (فاصله‌ای) ۹۷
- شکل ۱۴-۳: شبکه راه حل برای دوم مرحله جابجایی استاندارد واسط فضایی (فاصله‌ای) ۹۸
- شکل ۱۵-۳: پروفیل‌های دمای سیال در لحظه‌های زمانی مختلف برای فرایند شارژ پرکننده PCM ۹۹
- شکل ۱۶-۳: پروفیل‌های دمای پرکننده در لحظه‌های زمانی مختلف برای فرایند شارژ پرکننده PCM ۱۰۰
- شکل ۱۷-۳: موقعیت‌های واسط تغییر فاز به صورت تابعی از زمان برای فرایند شارژ استاندارد پرکننده PCM ۱۰۱
- شکل ۱۸-۳: تعادل پروفیل‌های دمای نهایی پس از فرایند شارژ برای پرکننده PCM ۱۰۱
- شکل ۱۹-۳: پروفیل‌های دمای سیال در لحظه‌های زمانی مختلف فرایند تخلیه پرکننده PCM ۱۰۲
- شکل ۲۰-۳: پروفیل‌های دمای پرکننده در لحظه‌های زمانی مختلف فرایند تخلیه پرکننده PCM ۱۰۲
- شکل ۲۱-۳: پروفیل‌های دمای پرکننده وسیال در زمان بدون بعد ۱/۴۹۹ ۱۰۴

- شکل ۲۲-۳: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۲/۴۹۹ ۱۰۴
- شکل ۲۳-۳: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۳/۹۹۹ ۱۰۵
- شکل ۲۴-۳: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۵/۰ ۱۰۶
- شکل ۲۵-۳: موقعیت‌های واسط تغییر فاز به صورت تابعی از زمان برای فرایند شارژ با مرز متغیر ۱۰۷
- شکل ۲۶-۳: (A) سطح کنترل شش وجهی، (B) سطح کنترل دایره‌ای معادل ۱۱۰
- شکل ۲۷-۳: دمای HTF در مکان‌های مختلف (حرکت از پایین به بالا) در یک مخزن پس از فرایند شارژ حرارتی برای (A) نمونه صفحه تخت، (B) نمونه استوانه‌ای، (C) نمونه لوله‌ای ۱۱۳
- شکل ۲۸-۳: مقایسه نتایج حاصل از CFD و مدل یک بعدی برای دمای خروجی HTF متغیر با زمان برای (A) نمونه صفحه‌ای، (B) نمونه استوانه‌ای و (C) نمونه لوله‌ای ۱۱۶
- شکل ۲۹-۳: مقایسه نتایج حاصل از CFD و مدل یک بعدی برای توزیع دما در (A) نمونه صفحه‌ای، (B) نمونه استوانه‌ای، (C) نمونه لوله‌ای ۱۱۷
- شکل ۳۰-۳: مقایسه دمای سیال واقع در وسط مخزن [۱۷] ۱۱۹
- شکل ۳۱-۳: مقایسه دمای PCM واقع در وسط مخزن [۱۷] ۱۱۹
- شکل ۳۲-۳: مدل فیزیکی ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده با HTF نمک مذاب [۱۱۰] ۱۲۱
- شکل ۱-۴: دمای سیال در ورودی و خروجی مخزن ذخیره‌ساز حرارتی در طی فرایند شارژ و تخلیه. (A) شارژ حرارتی و (B) تخلیه حرارتی ۱۲۵
- شکل ۲-۴: تصویری از دمای سیال خروجی وابسته به زمان در فرایندهای تخلیه و شارژ در یک سیستم ذخیره‌سازی حرارتی محسوس با دو محیط [۱۱۱]، (A) تخلیه و (B) شارژ ۱۲۵
- شکل ۳-۴: توزیع دمای مواد پرکننده در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی محسوس در شش بار شارژ و تخلیه حرارتی با مخزن سرد اولیه [۱۱۲] ۱۲۶
- شکل ۴-۴: نمونه‌هایی از دمای سیال خروجی در حین فرایند تخلیه در سیستم ذخیره‌ساز حرارتی PCM [۱۱۳]. (A) یک نمونه پایه از زمان شارژ و تخلیه مشابه، (B) نمونه‌ای با زمان شارژ بیشتر و افزایش حجم نمونه پایه ۱۲۷
- شکل ۵-۴: توزیع دمای ماده پرکننده در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی نهان در شش بار شارژ و تخلیه حرارتی با مخزن سرد اولیه [۱۱۲] ۱۲۸
- شکل ۶-۴: چندین ناحیه از کپسول‌های PCM آکنده شده با نقاط ذوب و خواص مختلف [۱۱۴] ۱۲۹
- شکل ۷-۴: دمای سیال در بالای هر ناحیه از PCM بستر آکنده شده شکل ۴-۶ در طی فرایند تخلیه ۱۲۹
- شکل ۱-۵: الگوریتم تعیین حجم ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط [۱۱۳] ۱۳۵

- شکل ۵-۲: دمای خروجی HTF در ۶ ساعت تخلیه بر اساس ارتفاع مخزن بدست آمده از تجزیه و تحلیل آزمایش اولیه [۱۱۳]..... ۱۴۰
- شکل ۵-۳: دمای HTF خروجی در ۶ ساعت تخلیه با تغییر زمان شارژ از ۶ ساعت به ۸ ساعت با افزایش ۱۰٪ ارتفاع از حجم آزمایشی اول [۱۱۳]..... ۱۴۰
- شکل ۵-۴: دمای HTF خروجی در تخلیه ۶ H با حجم بزرگتر از آزمایش اول و ۸ H زمان شارژ [۱۱۳]..... ۱۴۱
- شکل ۵-۵: دمای HTF خروجی در ۶ H تخلیه حرارت با افزایش حجم مخزن ذخیره و ۶ H شارژ حرارتی..... ۱۴۲
- شکل ۵-۶: استفاده از PCM برای نهویه مطبوع. (A) خنک کننده PCM در شب؛ (B) خنک کننده اتاق در روز..... ۱۴۲
- شکل ۸-۱: برشی از یک مخزن ذخیره‌سازی یخ ذوب از داخل روی کویل..... ۱۵۶
- شکل ۸-۲: نحوه شارژ و تخلیه در ذخیره‌سازی یخ ذوب از داخل روی کویل..... ۱۵۶
- شکل ۸-۳: شماتیک مخزن ذخیره‌سازی یخ ذوب از داخل روی کویل..... ۱۵۷
- شکل ۸-۴: پیکربندی ذخیره‌سازی ذوب از داخل روی کویل، (A) چیلر در بالادست و (B) چیلر در پایین‌دست..... ۱۵۷
- شکل ۸-۵: شارژ و تخلیه ذخیره‌سازی یخ ذوب از خارج روی کویل..... ۱۵۸
- شکل ۸-۶: شماتیک مخزن ذخیره‌سازی یخ ذوب از خارج روی کویل..... ۱۵۹
- شکل ۸-۷: شماتیک محفظه یخی کپسول شده..... ۱۶۰
- شکل ۸-۸: شارژ و تخلیه ذخیره‌سازی یخ کپسول شده..... ۱۶۰
- شکل ۸-۹: پیکربندی رایج یخ کپسول شده (چیلر در بالادست)..... ۱۶۱
- شکل ۸-۱۰: پیکربندی رایج یخ کپسول شده (چیلر در پایین‌دست)..... ۱۶۱
- شکل ۸-۱۱: یخ موجود بر روی کویل در یک سیستم ذخیره‌سازی واحد..... ۱۶۲
- شکل ۸-۱۲: UTSS رایج به همراه تجهیزات DX..... ۱۶۴
- شکل ۸-۱۳: سیستم مزرعه یخ..... ۱۶۵
- شکل ۸-۱۴: پیکربندی سردکننده ثانویه ذوب از خارج یخ در کویل..... ۱۶۷
- شکل ۸-۱۵: نصب مخزن برای یک سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل..... ۱۷۰
- شکل ۸-۱۶: عوامل موثر بر تشکیل حجم خالی در مخازن سیستم‌های مزرعه یخ..... ۱۷۳
- شکل ۸-۱۷: جریان سری، چیلر بالادست..... ۱۷۸
- شکل ۸-۱۸: جریان سری، چیلر پایین‌دست..... ۱۷۹
- شکل ۸-۱۹: حالت دشارژ جریان موازی برای چیلر و ذخیره‌سازی..... ۱۸۰
- شکل ۸-۲۰: ذخیره‌سازی از طریق مبدل حرارتی، چیلر آب بالادستی..... ۱۸۲
- شکل ۸-۲۱: ذخیره‌سازی از طریق مبدل حرارتی موازی با چیلر آبی..... ۱۸۲

- شکل ۸-۲۲: سه ساختار متفاوت برای بهره‌گیری از پمپ‌ها در مزرعه یخ ۱۸۷
- شکل ۸-۲۳: محدوده نمونه دمای حالت شارژ در سیستم ذوب از داخل، I-P (A) و SI (B) ۱۹۲
- شکل ۸-۲۴: نمونه محدوده دمای حالت دشارژ در سیستم ذوب از داخل، I-P (A) و SI (B) ۱۹۳
- شکل ۸-۲۵: محدوده دمای شارژ ذوب از خارج، I-P (A) و SI (B) ۱۹۵
- شکل ۸-۲۶: محدوده دمای دشارژ ذوب از خارج، I-P (A) و SI (B) ۱۹۶
- شکل ۸-۲۷: محدوده دمای شارژ-یخ کپسول شده، I-P (A) و SI (B) ۱۹۸
- شکل ۸-۲۸: محدوده دمای دشارژ، یخ کپسول شده، I-P (A) و SI (B) ۱۹۹
- شکل ۸-۲۹: محدوده دمای دشارژ سیستم مزرعه یخ، I-P (A) و SI (B) ۲۰۰
- شکل ۸-۳۰: یک نمونه سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل در مقیاس بزرگ در کشور مالزی ۲۰۵



فهرست جداول

عنوان

صفحه

جدول ۱-۲: فهرست علائم و اختصارات [۲].....	۱۵.....
جدول ۲-۲: مشخصات XCEL THERM 600 در حالت مایع [۲۸].....	۱۹.....
جدول ۳-۲: مشخصات ترمینول VP-1 در حالت مایع [۳۲].....	۲۱.....
جدول ۴-۲: مشخصات نمک HITEC و نمک خورشیدی در حالت مایع.....	۲۴.....
جدول ۵-۲: سه نمک یوتکتیک از نمک‌های کلراید $\text{NaCl} - \text{KCl} - \text{ZnCl}_2$	۲۵.....
جدول ۶-۲: مشخصات نمک‌های کلرید یوتکتیک [۳۷].....	۲۶.....
جدول ۷-۲: مشخصات برای نمک‌های کلرید یوتکتیک [۳۶].....	۲۷.....
جدول ۸-۲: گروه‌های مشخصات که به تولید آنتروپی در سیستم کمک می‌کنند.....	۳۵.....
جدول ۹-۲: میزان تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_M = 2000\text{C}$ با استفاده از سه HTF متفاوت.....	۳۶.....
جدول ۱۰-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاواتی در $T_M = 3400\text{C}$ با استفاده از سه HTF متفاوت.....	۳۶.....
جدول ۱۱-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_M = 4500\text{C}$ با استفاده از سه HTF مختلف.....	۳۶.....
جدول ۱۲-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_M = 7000\text{C}$ با استفاده از سه HTF مختلف.....	۳۷.....
جدول ۱۳-۲: خلاصه همبستگی‌ها برای مشخصات LBE مذاب ($P \sim 0.1 \text{ MPa}$).....	۳۸.....
جدول ۱۴-۲: مشخصات مواد جامد برای ذخیره‌ساز انرژی حرارتی.....	۴۰.....
جدول ۱۵-۲: مشخصات هوا، ماسه و مخلوط ماسه-هوا.....	۴۲.....
جدول ۱۶-۲: مشخصات روغن، ماسه و مخلوط روغن-ماسه.....	۴۲.....
جدول ۱۷-۲: PCM‌های غیرارگانیک با دمای ذوب بین 100°C تا 280°C	۴۵.....
جدول ۱۸-۲: PCM‌های غیرارگانیک با دمای ذوب بین 280°C تا 400°C	۴۶.....
جدول ۱۹-۲: PCM‌های غیرارگانیک با دمای ذوب بیشتر از 400°C	۴۶.....
جدول ۲۰-۲: مواد PCM ارگانیک با نقطه ذوب پایین [۶۶].....	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
جدول ۲۱-۲: مواد PCM غیرارگانیک با نقطه ذوب پایین.....	۵۰.....
جدول ۲۲-۲: مواد PCM تجاری با نقطه ذوب پایین.....	۵۰.....
جدول ۲۳-۲: میزان خوردگی HITEC در انواع مختلفی از فلزات.....	۵۳.....
جدول ۱-۳: فهرست علائم و اختصارات [۲].....	۵۸.....
جدول ۲-۳: ضرایب انتقال حرارت موثر برای مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد ساختارهای مختلف.....	۷۶.....
جدول ۳-۳: روابط دما و انرژی بدون بعد در یک جسم جامد از راه حل تحلیلی [۸۱].....	۷۸.....

- جدول ۴-۳: ابعاد و پارامترهای مخزن ترموکلاين [۹۰]..... ۸۵
- جدول ۵-۳: كل مساحت سطح انتقال حرارت يك جامد در واحد ارتفاع از يك حجم معمول كه در بخش‌های (B-D) شكل ۳-۳ نشان داده شده است..... ۱۰۸
- جدول ۶-۳: ابعاد كانال‌های سيال و ساختار ذخيره‌ساز حرارتی جامد..... ۱۱۰
- جدول ۷-۳: پارامترها در شبیه‌سازی مدل گذرای يك‌بعدی..... ۱۱۱
- جدول ۱-۵: پارامترهای عملکردی يك نیروگاه CSP ۶۰ مگاواتی برای ۶ H ذخيره حرارتی [۱۱۳]..... ۱۳۸
- جدول ۲-۵: مشخصات HTF و ماده پرکننده..... ۱۳۸
- جدول ۳-۵: ارتفاع مخزن ذخيره آزمایشی برای هر PCM در زمانی كه دمای قطع $\square$ ۳۶۰ باشد [۱۱۳]..... ۱۳۹



مقدمه

امروزه به دلیل افزایش آلودگی هوا، محدودیت سوخت‌های فسیلی و افزایش استفاده از منابع تجدیدپذیر، توسعه ذخیره‌سازها در صنعت برق و انرژی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی از فناوری‌های مطرح در زمینه تعادل عرضه و تقاضای انرژی، مدیریت انرژی، استفاده از حرارت تلف شده و الحاق انرژی‌های تجدیدپذیر هستند. امروزه بخش اعظم پروژه‌های عملیاتی ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی مربوط به مدیریت استفاده از انرژی خورشیدی در داخل و خارج شبکه است.

ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی براساس دمای کاری به ذخیره‌سازهای دما پایین (کمتر از ۱۰ درجه)، متوسط (بین ۱۰ تا ۲۵۰ درجه) و بالا (بیشتر از ۲۵۰ درجه) و براساس ماده ذخیره‌ساز به ذخیره‌سازهای گرمای نهان، محسوس و ترموشیمیایی دسته‌بندی می‌شوند. ذخیره‌ساز گرمای محسوس در حال حاضر تجاری‌ترین ذخیره‌ساز حرارتی است. ذخیره‌ساز گرمای نهان در مراحل اولیه تجاری شدن و ذخیره‌ساز ترموشیمیایی در مرحله تحقیق و توسعه است. شایان ذکر است ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی در طی سال‌های ۲۰۰۷ تا ۲۰۲۰ بیشترین نرخ رشد سالانه پروژه‌های عملیاتی را نسبت به سایر ذخیره‌سازها بجز تلمبه ذخیره‌ای داشته‌اند. امروزه تحقیق و توسعه در خصوص مواد ذخیره‌کننده انرژی حرارتی در ذخیره‌ساز گرمای نهان و ترموشیمیایی (رفع چالش‌هایی مانند بهبود عملکرد، طول عمر و کاهش هزینه) و سیستم‌های ترکیبی گرمای نهان و محسوس از مهمترین موضوعات مطرح در زمینه ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی است. تحقیق و توسعه تکنولوژی‌های مصرف‌کننده نهایی که از سیستم‌های ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی سود می‌برند و یکپارچه‌سازی سیستم‌های ذخیره‌سازی با شبکه و ساختمان‌های مسکونی و تجاری نیز از موضوعات مهم در این حوزه است.

نظر به آنچه گفته شد تلاش جهت ساخت انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی و تجاری نمودن آنها با مشخصات و عملکرد بهتر با تمرکز ویژه‌ای دنبال می‌شود. پیش‌بینی‌ها نشان می‌دهد با بکارگیری مواد پیشرفته، توسعه و پیشرفت قابل توجهی در این زمینه حاصل خواهد شد. در این میان نقش بسیار مهم ذخیره‌سازها در شبکه‌های هوشمند انرژی در آینده غیر قابل انکار خواهد بود. با فراگیر شدن استفاده از تجهیزات فوق، این تجهیزات در ایران نیز به زودی در مقیاس گسترده 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 حرارتی مد نظر قرار گرفته و به آن پرداخته شده است. ضابطه پیش‌رو به مباحث مذکور در قالب هشت فصل می‌پردازد.



فصل ۱

پیکربندی و عملکرد سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی



مقدمه

یک فرایند ذخیره‌سازی حرارتی معمولاً شامل جمع‌آوری، ذخیره و تحویل انرژی با استفاده از یک سیال انتقال حرارت (HTF)^۱ است. می‌توان از HTF به تنهایی به عنوان واسطه ذخیره‌ساز حرارتی استفاده نمود یا از واسطه دوگانه (با HTF و ماده دیگری در یک بستر آکنده)^۲ استفاده کرد. عملکرد سیستم، پیکربندی و نحوه قرارگیری بسترها و جریان سیال برای سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی با یک و دو واسطه در این فصل بررسی شده است.

۱-۱- سناریوی ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل (گرم یا سرد)

هدف ذخیره‌ساز حرارتی، تحویل گرما یا سرماي ذخیره شده بدون کاهش دما می‌باشد [۱]. هنگامی که انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی یا الکتریکی تبدیل می‌شود، کاهش دمای انرژی حرارتی "گرم" موجب کاهش کارایی یا تلفات انرژی می‌شود. افزایش درجه حرارت مواد ذخیره‌ساز حرارتی "سرد" موجب مصرف انرژی الکتریکی اضافی برای فعال کردن سیستم تبرید به منظور جبران تلفات سرما می‌شود.

به منظور جلوگیری از کاهش دمای انرژی حرارتی، بهترین حالت این است که سیال حامل انرژی در سیستم ذخیره‌ساز حرارتی که سیال انتقال حرارت نیز نامیده می‌شود، در همان دمایی که در ابتدا ذخیره شده است، از سیستم خارج شود. بنابراین، وضعیت ایده‌آل برای کارآمدترین سیستم ذخیره انرژی حرارتی شامل دو مخزن ذخیره‌سازی برای یک سیال انتقال حرارت (HTF) است، همان طور که در بخش (A) شکل ۱-۱ نشان داده شده است [۲]. سیال گرم حامل انرژی حرارتی در یک مخزن گرم ذخیره می‌شود. برای گرفتن انرژی، سیال پمپ می‌شود و پس از تبادل گرما، دمای سیال کاهش یافته و سپس در یک مخزن سرد ذخیره می‌شود. در صورت نیاز به ذخیره انرژی حرارتی، سیال‌های مخزن سرد به بیرون پمپ می‌شوند تا گرم شوند و سپس در مخزن گرم ذخیره شوند. با فرض عایق‌بندی بسیار خوب مخازن حرارتی، بازده ذخیره انرژی رفت و برگشتی می‌تواند تقریباً به ۱۰۰٪ نزدیک شود، به این معنا که دمای انرژی حرارتی ذخیره شده کاهش نخواهد یافت [۲].

اگر سیستم مذکور برای ذخیره و تحویل انرژی در نیروگاه خورشیدی متمرکز (CSP)^۳ استفاده شود، انرژی گرمایی برای ذخیره از متمرکزکننده‌های خورشیدی دریافت می‌شود [۳]. سیستم تولید توان از انرژی گرمایی ذخیره شده در مواقعی که نور خورشید در دسترس نیست (در شب یا در هوای بد) استفاده می‌کند.

نوع دیگری از ذخیره‌سازی حرارتی که فقط با استفاده از سیال کار می‌کند در بخش (B) شکل ۱-۱ نشان داده شده است، که در آن سیال‌های ذخیره گرما و HTF متفاوت می‌باشند. به عنوان مثال در برخی از نیروگاه‌های خورشیدی

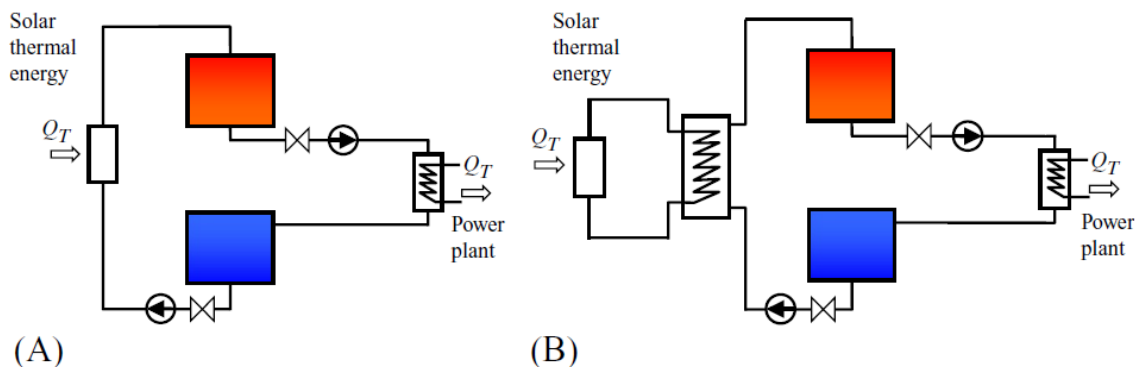
^۱ Heat Transfer Fluid

^۲ Packed Bed

^۳ Concentrated Solar Thermal Power



متمرکز از کلکتورهای سهموی خطی^۱ استفاده می‌شود. در این سیستم‌ها از روغن‌های مصنوعی^۲ به عنوان HTF و از نمک‌های نیترات مذاب^۳ به عنوان سیال ذخیره‌ساز حرارتی استفاده می‌شود. این ترکیب به دلیل ویژگی‌های متفاوت دو نوع سیال است. به طور خاص، HTF ممکن است به دلیل هزینه و یا خواص نامناسب مانند چگالی و ظرفیت حرارتی خیلی کم برای ذخیره‌سازی حرارتی مناسب نباشد [۲].



شکل ۱-۱: انرژی حرارتی ذخیره شده در HTF با استفاده از دو مخزن؛ (A) سیال انتقال حرارت در سیستم جمع‌کننده خورشیدی برای ذخیره‌سازی حرارتی نیز استفاده می‌شود، (B) سیال انتقال حرارت در سیستم جمع‌کننده خورشیدی با سیال ذخیره‌ساز حرارت متفاوت است [۳].

در نهایت ذکر این نکته لازم است که جهت جریان HTF در طی فرایند تخلیه (دشارژ) حرارتی معکوس فرایند شارژ حرارتی می‌باشد.

۲-۱- سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین^۴ (لایه با دمای متغیر) با استفاده از HTF

اگرچه بازده ذخیره انرژی سیستم ذخیره‌ساز حرارتی با دو مخزن که در شکل ۱-۱ نشان داده شده، ایده‌آل است اما همیشه یک فضای مخزن خالی می‌ماند که تا حدی اتلاف فضای مخزن است و مقرون به صرفه نیست. بنابراین، یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین که تنها یک مخزن دارد، بکار گرفته می‌شود. همان طور که در شکل ۲-۱ نشان داده شده، برای این حالت با استفاده از یک مخزن و HTF به عنوان ماده ذخیره‌ساز حرارتی، دو نوع طرح وجود دارد. عملکرد این دو نوع ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین مستلزم این است که همیشه سیال گرم از بالا به مخزن شارژ شود، در حالی که در حین تحویل سیال گرم، جهت جریان معکوس می‌شود تا سیال سرد از پایین به مخزن جریان یابد و در

^۱ Parabolic Trough Collectors

^۲ Synthetiv Oils

^۳ Molten Nitrate Salts

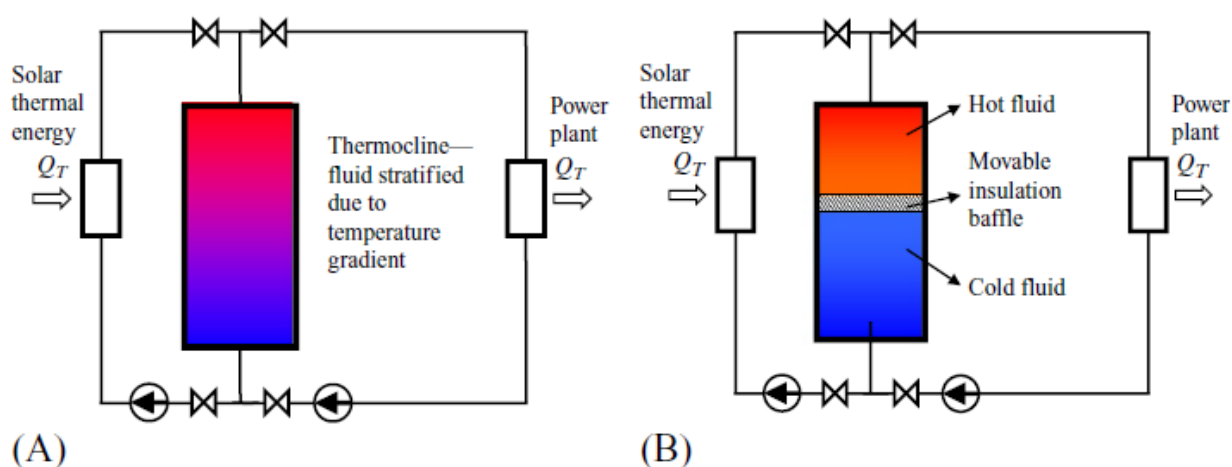
^۴ Thermocline



نتیجه سیال گرم از بالا تخلیه (دشارژ) می‌شود. در نتیجه این عملیات، هم در حین فرایند ذخیره انرژی و هم در فرایند بازیابی و تحویل، سیال گرم همیشه در بالا و سیال سرد همیشه در پایین نگه داشته می‌شود که به دلیل گرادیان دما و اثر شناوری^۱، طبقه‌بندی سرد و گرم ایجاد می‌کند. به این پدیده ترموکلاین گفته می‌شود و این روش در مباحث ذخیره‌ساز حرارتی به خوبی پذیرفته شده است.

در بخش (B) شکل ۲-۱ از یک مانع عایق حرارتی^۲ بین سیال‌های سرد و گرم استفاده شده است تا از مخلوط شدن گرما از سرما جلوگیری شود، که در این حالت جداسازی گرم و سرد یا طبقه‌بندی ایده‌آل‌تر می‌شود [۴]. مفهوم جداسازی HTF گرم و سرد با استفاده از یک مانع عایق حرارتی متحرک در یک مخزن منفرد، الزاما محدود به حالت عمودی نیست.

اگرچه مزیت کاهش هزینه با استفاده از تنها یک مخزن در ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین جذاب است، اما تخریب طبقه‌بندی دما به دلیل اختلال جریان برای سیستم نشان داده شده در بخش (A) شکل ۲-۱ مسئله پرچالشی است [۵]. در مورد بخش (B) شکل ۲-۱، جداسازی مناسب سیال‌های سرد و گرم با استفاده از مانع به سازوکار حرکتی و کنترلی نیاز دارد که می‌تواند ناخوشایند باشد. بنابراین سیستم‌های ترموکلاین تاکنون در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی در مقیاس بزرگ پذیرفته نشده‌اند.



شکل ۲-۱: سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین فقط با استفاده از سیال انتقال حرارت، (A) ترموکلاین، (B) سیال گرم و سرد با استفاده از مانع حرکتی متحرک عایق/ جدا شده‌اند.

^۱ Buoyancy Effect

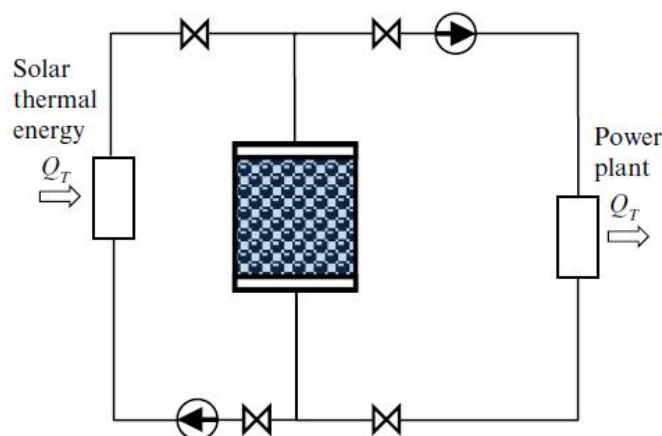
^۲ Thermal Insulation Baffle



۳-۱- سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاپین با بستر آکنده و یک سیال انتقال حرارت

در ابتدا ذکر این نکته لازم است که تحت شرایط خاص، ممکن است HTF برای استفاده به عنوان ماده ذخیره‌ساز حرارتی مناسب نباشد [۶]، به ویژه اگر HTF بسیار گران باشد یا ظرفیت ذخیره انرژی ($\rho.C_p$) آن به اندازه کافی بالا نباشد. همچنین اگر HTF به فشار بسیار بالایی برای نگهداری در حالت مایع نیاز داشته باشد، چون یک مخزن بزرگ ذخیره فشارهای مکانیکی زیادی را متحمل می‌شود، هزینه مخزن ذخیره‌ساز حرارتی افزایش می‌یابد. بنابراین، اغلب از ذخیره‌ساز انرژی حرارتی که در آن HTF از بستر آکنده ماده ذخیره‌ساز حرارتی دیگر جریان می‌یابد، استفاده می‌شود. در این حالت، ماده ذخیره‌ساز حرارتی دوم باید ظرفیت ذخیره انرژی بسیار بیشتری ($\rho.C_p$) برای ذخیره گرمای محسوس^۱، یا مقدار زیادی $\rho.L$ برای ذخیره انرژی گرمای نهان^۲ داشته باشد (Γ گرمای نهان است). حتی وقتی از ماده دوم در سیستم ذخیره‌ساز حرارتی با بستر آکنده استفاده می‌شود، سیستم همچنان مقدار مشخصی از HTF را در داخل خود دارد که مقدار مشخصی انرژی را ذخیره می‌کند. بنابراین، به این حالت ذخیره انرژی، ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط نیز گفته می‌شود.

بستر آکنده ممکن است یک ماده ذخیره‌ساز حرارتی محسوس یا مواد تغییر فاز دهنده (PCM^۳) باشد. هدف کلی استفاده از یک بستر آکنده با سیال‌های HTF گذرنده از آن، استفاده از مواد کم‌هزینه یا کاهش حجم ذخیره‌ساز برای ذخیره‌سازهای حرارتی بزرگ است [۷]. همان‌طور که در شکل ۳-۱ نشان داده شده است، انتقال حرارت بین HTF حامل گرما و سایر مواد ذخیره‌ساز حرارتی در این موارد اجتناب‌ناپذیر است. این بدان معنی است که وقتی انرژی حرارتی HTF در واسط دیگری ذخیره می‌شود، کاهش دما اجتناب‌ناپذیر است و بازده ذخیره انرژی نمی‌تواند به ۱۰۰٪ برسد.



شکل ۳-۱: ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط که HTF از طریق یک بستر آکنده ماده ذخیره‌ساز حرارتی دیگری جریان می‌یابد.

^۱ Sensible

^۲ Latent Heat

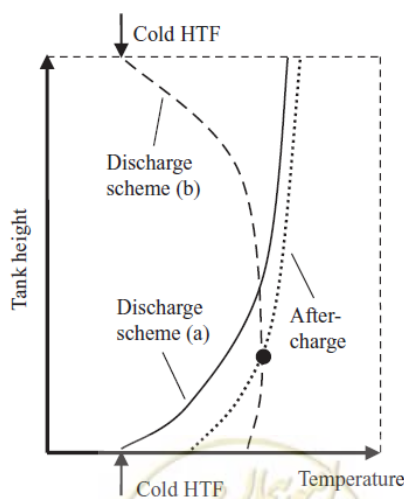
^۳ Phase Chang Materials

جهت‌های جریان HTF در سیستم ذخیره‌سازی حرارتی با دو واسط نیز باید در فرایندهای شارژ و تخلیه معکوس شود. شکل ۴-۱ ضرورت مساله را نشان می‌دهد. با فرض این که HTF از بالا به مخزن شارژ می‌شود، منجر به توزیع نهایبی دما در مخزن می‌شود که با منحنی "بعد از شارژ"^۱ نشان داده شده است. اگر سیال سرد از بالای مخزن وارد شود تا گرمای ذخیره شده را خارج نماید، تغییر دمای آن با منحنی تخلیه (b) نشان داده می‌شود. مشاهده می‌شود که دمای سیال سرد با عبور از مخزن ذخیره به نقطه‌ای برابر با ماده ذخیره‌ساز حرارت می‌رسد. پس از آن نقطه، HTF مجبور است گرمای خود را به مواد ذخیره‌ساز حرارتی آزاد کند زیرا از سیالی که به عنوان HTF در باقیمانده مخزن ذخیره‌ساز ادامه می‌یابد، سردتر است. اگر HTF سرد برای جذب گرمای ذخیره شده از پایین وارد مخزن شود، تغییرات دمای آن همان طور که توسط منحنی تخلیه (a) نشان داده شده، مشخص می‌شود. در این حالت، دمای HTF در طول مسیر خود تا انتهای بالای مخزن ذخیره افزایش می‌یابد^[۲].

برای دستیابی به بهترین بازده ذخیره انرژی، باید انتقال گرمای همرفتی بین HTF و مواد بستر آکنده را نظارت و کنترل نمود. معادله سرد شدن نیوتون^۲ برای سرعت انتقال حرارت به صورت رابطه (۱-۱) می‌باشد.

$$\dot{Q} = Ah(T_f - T_s) \quad ۱-۱$$

از معادله فوق می‌توان دریافت که HTF برای تحویل انرژی به یک ماده جامد با حداقل کاهش دما به یک سطح انتقال حرارت بزرگ بین سیال و جامد و یک ضریب انتقال حرارت همرفتی بزرگ (h) نیاز دارد. برای سازگاری بهتر این نیاز، باید قبل از انجام طراحی و مهندسی سیستم، مزایا و معایب طرح‌های بسترهای آکنده مواد ذخیره‌ساز حرارتی بررسی شوند.



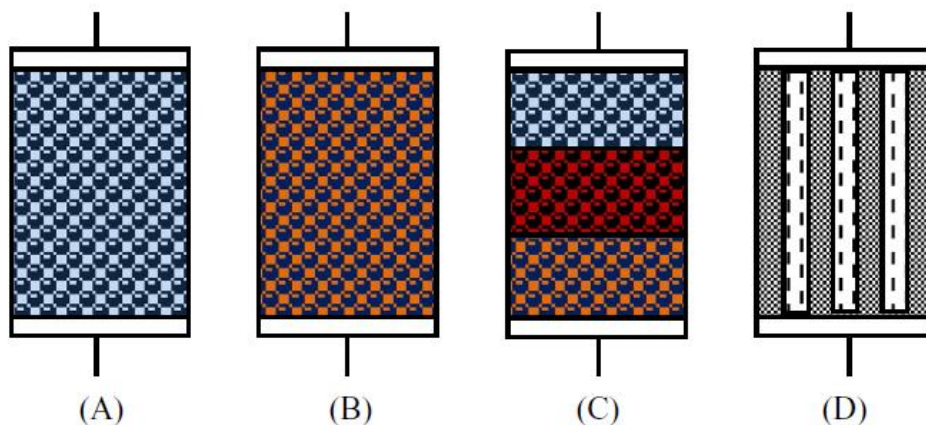
شکل ۴-۱: نمایش نیاز به معکوس شدن جهت جریان HTF در حالت شارژ و تخلیه

^۱ After-Charge

^۲ Newton Cooling Equation

همان‌طور که در شکل ۵-۱ نشان داده شده است، چهار طرح معمول برای آکنده‌سازی^۱ مواد ذخیره‌ساز حرارتی وجود دارد. این طرح‌ها عبارتند از:

- ۱- سنگ‌ها/ سنگریزه‌های آکنده شده از مواد ذخیره‌سازی حرارتی محسوس (A)
 - ۲- کپسول‌های آکنده شده که داخل آن‌ها PCM قرار گرفته (B)
 - ۳- چندین ناحیه با انواع مختلف کپسول‌ها با دمای تغییر فاز متفاوت یا حتی یک بسته ترکیبی که در آن سنگ‌ها/ سنگریزه‌های مواد ذخیره‌ساز حرارتی محسوس در بالای آن قرار دارند و کپسول‌های PCM در زیر آکنده می‌شوند. (C)
 - ۴- سیال انتقال حرارت از طریق لوله‌هایی که در یک "بلوک" از مواد ذخیره‌ساز حرارتی، یا مواد ذخیره‌ساز حرارتی محسوس یا PCM جاسازی شده‌اند، جریان می‌یابد. (D)
- توضیحات بیشتر این طرح‌های آکنده‌سازی در ادامه آورده شده است [۲].



شکل ۵-۱: طرح‌های آکنده‌سازی ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده. (A) سنگ یا سنگریزه در بستر آکنده؛ (B) کپسول‌های PCM در بستر آکنده؛ (C) چند ناحیه از کپسول‌های PCM و سنگ/سنگریزه بستر آکنده؛ (D) بلوک مواد ذخیره‌ساز حرارتی (محسوس یا PCM) با لوله‌های HTF درون آن.

۱-۳-۱- بستر آکنده با استفاده از سنگریزه‌های مواد جامد برای ذخیره انرژی محسوس

برای پر کردن بستر آکنده مانند بخش (A) شکل ۵-۱، ممکن است از مواد ذخیره‌ساز انرژی حرارتی محسوس مانند سنگ‌ها، سنگریزه‌ها، ماسه‌ها یا سنگریزه‌های بتنی ساخته شده، استفاده شود. فراهم نمودن این مواد با هزینه کم آسان است و ظرفیت ذخیره انرژی گرمایی آن‌ها، $\rho \cdot C_p$ ، نیز به اندازه کافی زیاد است. وقتی اندازه دانه (سنگریزه‌ها، سنگ‌ها یا ماسه‌ها) تقریباً یکنواخت باشد، تخلخل بستر آکنده ممکن است در محدوده ۰/۳۵ تا ۰/۴۱ باشد [۸]. یک بستر آکنده با

^۱ Packaging

اندازه دانه گیریکنواخت، مانند سنگ‌هایی با اندازه‌های مختلف می‌تواند دارای تخلخل ۰/۳۲۶ باشد [۹] و سنگ‌های مخلوط شده با شن حتی می‌توانند تخلخل حدود ۰/۲۲ نیز داشته باشند [۵].

با توجه به سطح بسیار زیاد سنگ‌ها، سنگریزه‌ها یا ماسه‌هایی که واسط متخلخل را تشکیل می‌دهند، انتقال حرارت بین HTF و مواد ذخیره‌ساز حرارتی بسیار خوب خواهد شد، به طوری که اختلاف دمای $(T_f - T_s)$ می‌تواند خیلی کوچک باشد که به راندمان بالای ذخیره انرژی حرارتی کمک می‌کند.

همان‌طور که به صورت شماتیک در شکل ۱-۵ نشان داده شده است، محفظه‌های سیال بالا و پایین مخزن باید به دقت طراحی شوند تا اطمینان حاصل شود که سیال به صورت یکنواخت در جهت شعاعی توزیع می‌شود و همچنین آکنده‌سازی به طور یکنواخت انجام شده و هیچ مجرای در واسط متخلخل باقی نمی‌گذارد [۹]. خوشبختانه، برخی مطالعات نشان داده است که جریان HTF در یک بستر آکنده می‌تواند در یک طول نسبتاً کوتاه مخزن به یکنواختی برسد [۱۰-۱۱].

۱-۳-۲- PCM‌های کپسوله شده به عنوان پرکننده برای بسترهای آکنده

با توجه به گرمای نهان نسبتاً زیاد (در فرایند تغییر فاز) در مقایسه با گرمای محسوس، PCM‌ها برای ذخیره انرژی حرارتی با حجم کم و مقدار زیاد بسیار مناسب هستند. این مواد نوع دیگری از ذخیره‌ساز حرارتی دو واسطه‌ای را با جریان HTF در یک بستر آکنده از مواد PCM معرفی می‌کند، همان‌طور که در بخش (B) شکل ۱-۵ نشان داده شده است. باز هم، برای این که یک سطح انتقال حرارت زیاد بین PCM و HTF برای انتقال بهتر حرارت وجود داشته باشد، بهتر است که مواد PCM در کپسول‌های کوچک کپسوله شوند [۱۲]. فناوری‌های کپسوله‌سازی PCM‌ها در سال‌های اخیر به خصوص برای کاربردهای ذخیره‌سازی حرارتی کم تا متوسط تا دمای 250°C به طور قابل توجهی توسعه یافته است. فناوری‌های کپسوله‌سازی برای PCM‌های با دمای بالاتر از 500°C هنوز در حال توسعه است [۱۳-۱۴].

۱-۳-۳- PCM‌ها و PCM‌های محسوس هیبریدی بستر آکنده ذخیره‌ساز حرارتی

مشخص شده که در طول فرایند شارژ انرژی، دمای HTF باید بالاتر از PCM باشد. هنگامی که انرژی حرارتی تخلیه می‌شود، دمای HTF کمتر از PCM است. این مشخصه کاهش دمای قابل توجه HTF از حالت شارژ به تخلیه یک عیب است. برای جلوگیری از کاهش دمای زیاد HTF، چندین PCM آکنده شده در چندین ناحیه (بخش (C) شکل ۱-۵) با نقاط ذوب آبشاری^۱، پیشنهاد و مطالعه شده‌اند. ثابت شده است که با استفاده از PCM‌های آکنده شده آبشاری در یک مخزن یا چندین مخزن، می‌توان بازده ذخیره‌سازی حرارتی را بهبود بخشید [۱۵-۱۶].



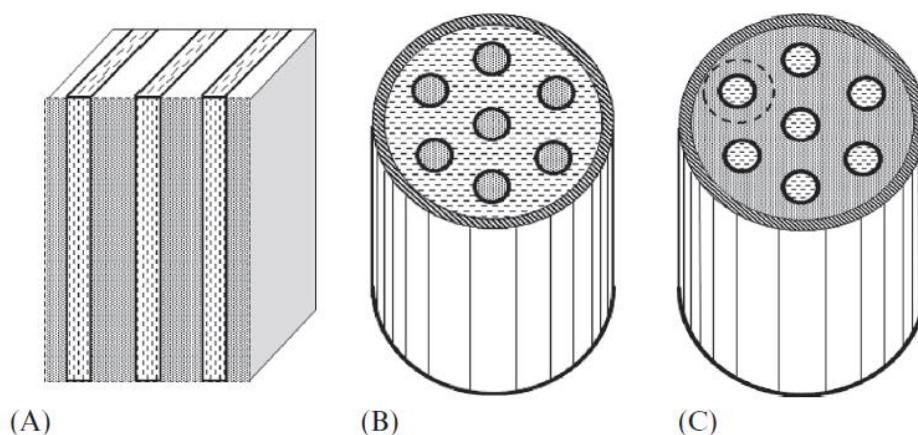
^۱ Cascade Melting Points

به منظور توسعه بیشتر مزیت استفاده از PCM های آبخاری، ممکن است مواد ذخیره‌ساز حرارتی محسوس در بخش فوقانی سیستم ذخیره‌سازی قرار گیرند [۱۷].

۱-۳-۴- ذخیره‌سازی حرارتی بلوک جامد با لوله‌های HTF تعبیه شده

غیر از بستر آکنده متخلخل با استفاده از ذرات، سنگریزه یا کپسول‌های PCM، در ذخیره‌سازی حرارتی ممکن است از مواد یکپارچه نیز استفاده شود که به آن‌ها بلوک گفته می‌شود. بتن، شن و ماسه‌های اشباع شده توسط سیال رسانای حرارتی و بلوک‌های مواد PCM برای ذخیره انرژی حرارتی استفاده شده‌اند [۱۸-۲۰]. در این حالت، همان طور که در بخش (D) شکل ۵-۱ نشان داده شده است، لوله‌های HTF در مواد بلوک ذخیره‌ساز حرارتی تعبیه شده‌اند. این مواد می‌توانند برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس و یا نهان باشند.

همان طور که در شکل ۶-۱ نشان داده شده است، سه نوع پیکربندی از HTF و مواد بلوک‌های جامد وجود دارد. در پیکربندی اول از بلوک‌های ذخیره‌ساز حرارتی نوع صفحه‌ای استفاده می‌شود که کانال‌های جریان دو بعدی را شکل می‌دهند. نوع دوم دارای مواد ذخیره‌ساز حرارتی به صورت میله‌ای است و HTF در شکاف بین میله‌ها جریان می‌یابد. نوع سوم دارای یک بلوک بزرگ از مواد ذخیره‌ساز حرارتی با لوله‌های HTF تعبیه شده در بین آن‌ها است [۲].



شکل ۶-۱: پیکربندی کانال‌های HTF در مواد بلوک ذخیره‌ساز حرارتی. مناطق سایه‌دار با خط چین ناحیه HTF را نشان می‌دهند؛ (A) سیال بین ورقه‌های جامد جریان دارد؛ (B) سیال بین میله‌های جامد جریان دارد و (C) سیال در لوله‌های تعبیه شده در جامد جریان دارد.

برخلاف جریان HTF در یک ماده ذخیره‌ساز حرارتی متخلخل، سطح انتقال حرارت کانال‌ها/لوله‌های جاسازی شده در مواد ذخیره‌ساز حرارتی بسیار کوچکتر است. بنابراین، افزایش انتقال حرارت در بلوک جامد و در سطح کانال‌ها/لوله‌ها لازم است. اقداماتی مانند قرار دادن حباب‌های فلزی و کویل‌های فلزی در مواد ذخیره‌ساز حرارتی و باله‌ها در خارج از لوله‌ها معمولاً توصیه می‌شود [۲۱].

خصوصیات ترموفیزیکی مواد ذخیره‌ساز حرارتی بلوک، مانند بتن، ماسه‌های اشباع شده با سیال رسانای حرارتی، PCM و مسائل افزایش انتقال حرارت در این مواد در فصل بعد ارائه خواهد شد. ضرایب انتقال حرارت همرفتی HTF در انواع واسطه‌های متخلخل و در کانال‌های جریان در فصل ۳ مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۴-۱- فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی ترموشیمیایی

اگرچه فناوری‌های ذخیره‌سازی حرارت محسوس یا نهان امکان ذخیره مقدار زیادی انرژی برای تولید برق را فراهم می‌کنند (۳۰۰ مگاوات در مدت ۶ تا ۸ ساعت)، اما استفاده از این فناوری‌ها برای ذخیره انرژی حرارتی برای مدت زمان بسیار طولانی‌تر مثل یک فصل یا از تابستان تا زمستان هنوز هم بسیار چالش‌برانگیز است. چالش اصلی اتلاف گرما در اثر عایق حرارتی ناقص یا هزینه بالای عایق حرارتی بسیار مطمئن است. بنابراین، محققان به دنبال فناوری‌های دیگری مانند ذخیره انرژی ترموشیمیایی برای حل مشکل تقاضای انرژی حرارتی در دوره طولانی بوده‌اند [۲].

ایده اصلی ذخیره‌ساز انرژی ترموشیمیایی استفاده از حرارت برای راه‌اندازی یک واکنش شیمیایی گرماگیر و تجزیه مواد A به مواد B و C می‌باشد ($A \rightarrow B + C$ حرارت). مواد B و C می‌توانند برای مدت زمان دلخواه ذخیره شوند و حتی می‌توانند به مکان‌های مختلف منتقل شوند. در زمان دلخواه، می‌توان از واکنش معکوس (حرارت $B + C \rightarrow A$) که گرمازا است استفاده نمود تا گرما برای استفاده آزاد شود. بسته به واکنش شیمیایی انتخاب شده، رویکردهای ترموشیمیایی می‌توانند ذخیره انرژی و بازگشت حرارت را در دمای پایین (برای گرم کردن اتاق) یا دمای بالا (تا چند صد درجه سانتیگراد) فراهم کنند.

برخی از واکنش‌های اکسایش-کاهش (ردوکس)^۱ با اثرات حرارتی قابل توجه در مرجع [۲۲] برای استفاده در ذخیره‌ساز انرژی ترموشیمیایی بررسی شده‌اند. اکسیدهای فلزی مانند MnO_2 و Co_3O_4 ممکن است با سیکل ردوکس ذخیره و بازیابی انرژی حرارتی را انجام دهند. هنگام وارد شدن حرارت ممکن است واکنش‌های کاهش (۱-۲) و (۱-۳) رخ دهند.



واکنش‌های اکسایش Mn_2O_3 و CoO گرما آزاد می‌کنند، بنابراین انرژی حرارتی بازیابی می‌شود. این فناوری‌ها برای توسعه ذخیره‌سازهای حرارتی در مقیاس بزرگ در نیروگاه‌های خورشیدی متمرکز (CSP) که از هوا به عنوان سیال

^۱ Reduction-Oxidation (Redox)

انتقال حرارت استفاده می‌کنند، مورد استفاده قرار گرفته‌اند. سهولت استفاده از اکسیژن به عنوان گاز واکنشگر به دلیل تامین از هوای محیط است که از ذخیره مواد گازی جلوگیری می‌کند. محدوده دمای ردوکس این واکنش‌ها برای نیروگاه‌های CSP مبتنی بر برج خورشیدی نسل جدید که تحت فشار اتمسفری، دمای 900°C دارند، مناسب است. به عنوان مثال واکنش (۲-۱) دارای چگالی انرژی بالا ($844 \text{ kJ/kg Co}_3\text{O}_4$) است و عملکرد آن در طی سیکل واکنش بسیار پایدار گزارش شده است [۲۳-۲۴].

تبدیل هیدروکسید فلز به اکسید فلز نیز برای استفاده به عنوان ذخیره‌ساز انرژی ترموشیمیایی مناسب است. مانند واکنش (۴-۱) که در مرجع [۲۴] برای ذخیره انرژی در یک راکتور سیال^۱ گزارش شده است.



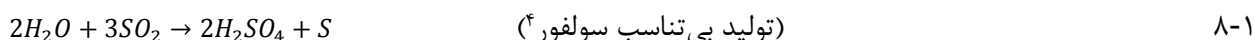
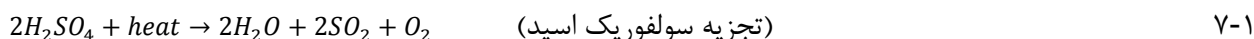
واکنش‌های آب‌گریزی^۲ نیز می‌توانند برای ذخیره‌ساز انرژی ترموشیمیایی استفاده شوند؛ مانند واکنش (۵-۱) که برای ذخیره‌ساز حرارتی در محدوده دمای پایین استفاده می‌شود.



واکنش‌های شیمیایی با مواد گازی مانند سیستم سنتز-تجمعی^۳ واکنش (۶-۱)، برای ذخیره‌سازی انرژی ترموشیمیایی در نظر گرفته می‌شوند. از آنجایی که سیستم مذکور از کاتالیزورها استفاده می‌کند و در فشارهای بسیار زیاد (۸۰ تا ۲۰۰ بار) کار می‌کند، به ذخیره گازهای H_2 و N_2 احتیاج دارد، بنابراین برای ذخیره‌سازی گرمایی در مقیاس زیاد مقرون به صرفه نیست.



برخی از فرایندهای شیمیایی پیچیده‌تر نیز برای ذخیره انرژی ترموشیمیایی استفاده شده‌اند. واکنش‌های سری (۷-۱) تا (۹-۱) نمونه‌هایی برای دستیابی به ذخیره انرژی حرارتی می‌باشند.



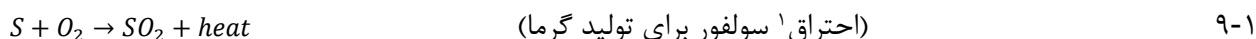
^۱ Fluidized Reactor

^۲ Dehydration Reactions

^۳ Association-Synthesis

^۴ Disproportionation Producing Sulfur





در اینجا SO_2 و S در کل فرایندها بازیافت می‌شوند تا به هدف ذخیره انرژی دست یابند.

تولید هیدروژن ترموشیمیایی نیز برای ذخیره‌ساز انرژی حرارتی در سوخت هیدروژن در نظر گرفته شده است. یک نمونه از سیکل ترموشیمیایی برای تولید H_2 بر اساس اکسیدهای CeO_2/Ce_2O_3 شرح داده شده است [۲۵]. واکنش ترموشیمیایی شامل دو مرحله ذیل است.



کاهش حرارتی $Ce(IV)$ به $Ce(III)$ (مرحله گرماگیر) را می‌توان در یک راکتور خورشیدی تحت اتمسفر ساکن کنترل شده انجام داد. اولین مرحله واکنش در شرایط عملکردی $T = 2000^\circ C$ و $P = 100 - 200 \text{ mbar}$ انجام می‌شود. مرحله تولید هیدروژن برای شکافت آب^۲ با اکسید $Ce(III)$ در یک راکتور بستر ثابت^۳ انجام شده و واکنش با یک سینتیک^۴ سریع در محدوده دمایی $400-600^\circ C$ کامل می‌شود. سپس اکسید بازیافت شده $Ce(IV)$ برای تغذیه مرحله اول بازیافت می‌شود. در کل فرایند، آب ماده ورودی و گرما انرژی ورودی می‌باشد. مواد خروجی نیز سوخت هیدروژن و اکسیژن هستند. نکته مهم این است که این دو گاز در مراحل مختلفی بدست می‌آیند که از چالش جداسازی فاز گازی با درجه حرارت بالا جلوگیری می‌کنند. هیدروژن خالص تولید می‌شود که می‌تواند به عنوان سوخت ذخیره شود. اگرچه عملکرد در دمای $2000^\circ C$ با یک چالش مواد بزرگ مواجه است، فرایند ترموشیمیایی دو مرحله‌ای اکسید سریم هنوز یک فرایند امیدوارکننده برای تولید هیدروژن است.

۵-۱- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه، پیکربندی و عملکرد سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. سناریوی ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل، سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين با استفاده از HTF، سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين با بستر آکنده و یک سیال انتقال حرارت و فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی ترموشیمیایی مباحث این فصل را تشکیل دادند.

^۱ Combustion

^۲ Water-Splitting

^۳ Fixed-bed Reactor

^۴ Kinetic



فصل ۲

انتخاب مواد در ذخیره‌سازهای حرارتی



مقدمه

مواد مورد نیاز برای ذخیره‌ساز حرارتی شامل سیال‌های انتقال حرارت (HTF)، سیال‌ها برای ذخیره گرمای محسوس، مواد جامد و مخلوط جامد-سیال برای ذخیره گرمای محسوس و همچنین مواد برای ذخیره گرمای نهان می‌باشند. در این فصل الزامات مربوط به مواد مورد استفاده در سیستمهای ذخیره انرژی حرارتی از جمله HTF و مواد جامد و نحوه انتخاب آنها ارائه می‌شود. به منظور پشتیبانی از توسعه بیشتر برای HTF‌های با درجه حرارت بالا برای انتقال حرارت و ذخیره‌ساز حرارتی، معیارهای انتخاب سیال‌ها بر اساس ویژگی‌های حرارتی و انتقال آنها نیز مورد بحث قرار گرفته است. در انتهای فصل نیز خواص برخی از مواد جامد برای کاربردهای ذخیره‌سازی حرارتی نهان و محسوس ارائه شده است.

۲-۱- علائم و اختصارات

علائم و اختصارات مورد استفاده در این فصل از ضابطه در جدول ۲-۱ فراهم شده است.

جدول ۲-۱: فهرست علائم و اختصارات [۲]

علامت	مفهوم	علامت	مفهوم
A	مساحت کل انتقال حرارت در مبدل حرارتی یا گیرنده گرما (m^2)	C_p	ظرفیت حرارتی [$J/(kg K)$]
d	قطر داخلی لوله‌ها با جریان سیال (m)	D_h	قطر هیدرولیک لوله‌های سیال (m)
f	ضریب اصطکاک دارسی ^۱	h	ضریب انتقال حرارت [$W/(m^2 K)$]
k	رسانایی حرارتی سیال [$W/(m K)$]	L	طول لوله سیال (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی سیال انتقال حرارت (kg/s)	n	تعداد لوله‌های سیال
P_r	عدد پرانتل ^۲	$\dot{Q}$	سرعت انتقال حرارت یا توان حرارتی (W)
Re	عدد رینولدز ^۳	s	آنتروپی ویژه [$J/(kg K)$]
$\dot{S}_{gen}$	نرخ تولید آنتروپی کل ^۴ [$J/(s K)$]	T	دما (K)
U	سرعت (m/s)	v	حجم ویژه سیال (m^3/kg)
$\dot{V}$	دبی حجمی سیال (m^3/s)	ΔP	تلفات فشار ^۵ در جریان لوله (Pa)

^۱ Darcy Friction Coefficient^۲ Prandtl Number^۳ Reynolds Number^۴ Total Entropy Generation Rate^۵ Pressure Loss

علامت	مفهوم	علامت	مفهوم
μ	گرانروی دینامیکی (Pa s)	ρ	چگالی (kg/m^3)
علائم مشترک استفاده شده			
1,2	مکان‌ها	c	حلقه گردش ^۱
Collector	کلکتور حرارتی خورشیدی	Exchanger	مبدل حرارتی
gen	سرعت تولید	h	دمای بالا
$h - w$	دمای بالا در دیوار	HE	مبدل حرارتی
$HE - h$	دمای بالای مبدل حرارتی	$HE - l$	دمای پایین مبدل حرارتی
i, in	ورودی	l	دمای پایین
$l - w$	دمای پایین در دیوار	m	میانگین دما
O, Out	خروجی	Laminar	ناشی از جریان آرام ^۲
$T - 1$	تلاطم ^۳ در $2300 \leq Re \leq 2 \times 10^4$	$T - 2$	تلاطم در $Re \geq 2 \times 10^4$
Turbulent	ناشی از جریان متلاطم		

۲-۲- ذخیره‌ساز حرارتی با انواع واسط‌ها جهت انتقال حرارت

ذخیره انرژی حرارتی می‌تواند با ذخیره مستقیم سیال انتقال حرارت گرم (HTF) در مخزن و سپس برداشتن آن انجام شود که اگر عایق حرارتی کامل باشد، از نظر تئوری بازده رفت و برگشتی^۴ یک قابل حصول خواهد بود. برای یک سیستم نسبتاً کم‌هزینه، سیال باید دارای چگالی و ظرفیت گرمایی بالایی باشد تا بتواند مقدار کافی انرژی را در حجم نسبتاً کمی ذخیره کند. بنابراین، یک حاصل‌ضرب بزرگتر از چگالی و ظرفیت حرارتی ($\rho.C$) یک نیاز اساسی برای مواد ذخیره‌ساز گرماست. این نکته برای مواد جامد و مایع به منظور ذخیره حرارتی صادق است. در مواردی که ذخیره‌ساز حرارتی به تغییر فاز مواد مرتبط است، این الزام پایه به حاصل‌ضرب چگالی و گرمای نهان ذوب^۵ ($\rho.\Gamma$) تبدیل می‌شود.

برای ذخیره‌ساز حرارتی تنها با مایع، سیال گرم ذخیره شده (در دمای T_H) می‌تواند انرژی را با سرعت $\dot{m}$ و افت دمای $(T_H - T_L)$ برای یک توان حرارتی مطلوب $\dot{Q}_T$ تامین کند. توان حرارتی تحویل داده شده را می‌توان با رابطه (۱-۲) بیان نمود.

^۱ Circulation Loop

^۲ Laminar Flow

^۳ Turbulent

^۴ Round-trip Efficiency

^۵ Heat of Fusion



$$Q_T = \dot{m} \cdot C_f (T_H - T_L) \quad ۱-۲$$

اگر مدت زمان تحویل توان حرارتی Δt باشد، کل انرژی و حجم ذخیره سیال‌ها با استفاده از روابط (۲-۲) و (۳-۲) محاسبه می‌شوند [۲].

$$Q_T = \Delta t \cdot \dot{Q}_T \quad ۲-۲$$

$$V_{f-ideal} = \Delta t \cdot \dot{m} / \rho_f \quad ۳-۲$$

ممکن است دو دلیل ذیل برای استفاده از مواد جامد شکل‌دهنده بستر آکنده به منظور ذخیره انرژی حرارتی به جای استفاده مستقیم از سیال وجود داشته باشد:

۱. چگالی و ظرفیت حرارتی سیال کم می‌باشد به طوری که $V_{f-ideal}$ می‌تواند بسیار بزرگ باشد.
 ۲. سیال بسیار گران است و بنابراین مواد جامد نسبتاً ارزانه‌تری (در بستر آکنده) برای ذخیره‌سازی حرارتی اولیه استفاده می‌شوند. نقش سیال عمدتاً برای انتقال گرماست و در عین حال هنگام پر کردن حفره‌ها (ε) در بستر آکنده، مقدار محدودی انرژی ذخیره می‌کند.
- در مواردی که به طور عمده از یک واسط جامد برای ذخیره حرارت و جریان سیال برای انتقال حرارت به داخل و خارج استفاده می‌شود، حجم مخزن ذخیره‌سازی (V_{tank}) باید شرط رابطه (۴-۲) را برآورده نماید [۲۶].

$$V_{tank} [\varepsilon (\rho_f C_f) + (1 - \varepsilon) (\rho_s C_s)] > V_{f-ideal} (\rho_f C_f) \quad ۴-۲$$

در رابطه فوق، V_{tank} حجم سیستم ذخیره‌سازی آکنده با مواد جامد و سیال است که بسته به شرایطی که توضیح داده می‌شود می‌تواند بزرگتر یا کوچکتر از $V_{f-ideal}$ باشد. وقتی $\rho_s C_s$ خیلی بزرگتر از $\rho_f C_f$ باشد، آنگاه V_{tank} می‌تواند کوچکتر از $V_{f-ideal}$ باشد. برای بسیاری از سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی مبتنی بر گرمای محسوس که $\rho_s C_s$ خیلی بزرگتر از $\rho_f C_f$ نباشد، V_{tank} باید به طور معمول بزرگتر از $V_{f-ideal}$ باشد. برای ذخیره‌ساز حرارتی مبتنی بر گرمای نهان با استفاده از ماده تغییر فاز دهنده (PCM)، حاصل ضرب چگالی و گرمای نهان PCM ($\rho_s \Gamma_s$) معمولاً بسیار بزرگتر از $\rho_f C_f$ است، بنابراین V_{tank} می‌تواند کوچکتر از $V_{f-ideal}$ باشد.

به دلیل نقش انتقال حرارت در فرایندهای ذخیره‌سازی حرارتی، هم مواد سیال و هم جامد باید دارای خصوصیات حرارتی و انتقالی مطلوبی برای انتقال حرارت و ذخیره انرژی باشند. بنابراین، لازم است خصوصیات و معیارهای مواد جامد و سیالی که می‌توانند بهترین شرایط را برای ذخیره‌ساز حرارتی فراهم کنند، بررسی شوند.

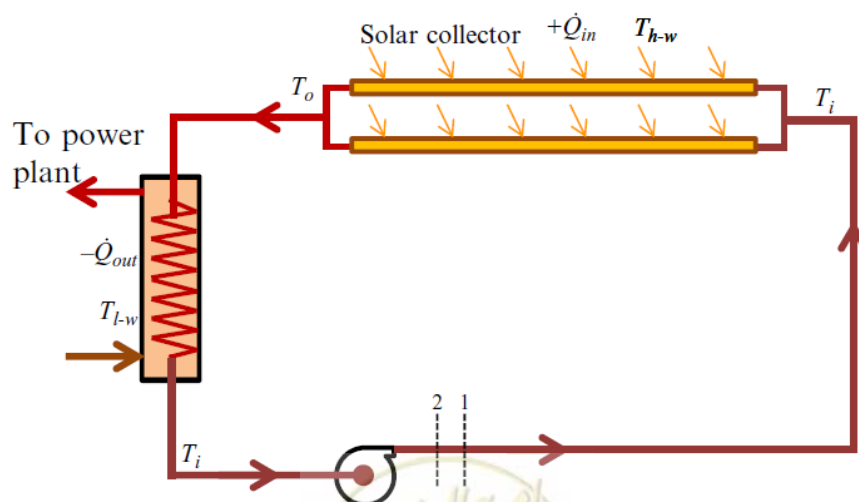


۲-۳- سیالات برای انتقال حرارت و ذخیره انرژی حرارتی

سیال‌هایی که قادر به کارکرد در دمای بالا با فشار بخار کم باشند، معمولاً در سیستم‌های حرارتی خورشیدی برای انتقال گرما از متمرکزکننده (منبع گرما) به منظور ذخیره‌سازی یا تحویل حرارت به یک سیال کار در نیروگاه استفاده می‌شوند، همان‌طور که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است. همچنین ممکن است از سیالات برای انتقال حرارت (HTF) و مواد ذخیره انرژی حرارتی به صورت همزمان استفاده شود. برای ذخیره‌سازی حرارتی در حجم کم، ظرفیت گرمایی و چگالی زیاد ترجیح داده می‌شود. مشخصات انتقال خوب مواد سیال، هم برای انتقال حرارت و هم برای کاربردهای ذخیره‌سازی حرارتی کارآمد مهم است.

برای تبدیل انرژی گرمایی به الکتریکی با کارایی بالا در یک نیروگاه خورشیدی متمرکز، داشتن یک منبع حرارت با دمای بالا مفید می‌باشد. در حالی که فناوری‌های متمرکزکننده خورشیدی جدید، وجود دمای بالا در گیرنده خورشیدی را امکان‌پذیر کرده‌اند، یافتن یک HTF که دارای تمام خصوصیات گرمایی و انتقال مطلوب در دمای بالا و مناسب برای انتقال حرارت به سیستم توان حرارتی برای تولید برق، یک چالش است. به دلیل این چالش، بازده حرارتی نیروگاه‌های CSP با بالاترین دمای عملیاتی HTF‌ها تا حد زیادی محدود می‌شود [۲۷-۲۸].

انواع سیالات مانند هوا، آب، انواع روغن‌ها، نمک‌های مذاب و فلزات مایع را می‌توان به عنوان سیالات انتقال حرارت استفاده کرد. با این وجود، برای انتقال حرارت دما بالا در دمای بالاتر از 150°C ، با توجه به الزامات فشار بخار نسبتاً کم در سیال و خوردگی کم در لوله‌ها و محفظه‌ها در دمای بالا، گزینه‌های انتخاب سیال نسبتاً اندک است. وقتی سیال برای ذخیره انرژی حرارتی در نظر گرفته شود، تعداد سیالات مناسب کمتر نیز می‌شود.



شکل ۱-۲: حلقه جریان با استفاده از HTF برای انتقال گرما از کلکتورهای خورشیدی به نیروگاه

تاکنون تعداد محدودی از سیالات برای استفاده در سیستم‌های توان حرارتی خورشیدی متمرکز هم برای HTF و هم برای مواد ذخیره گرما استفاده شده است. حداکثر دمای کار این HTF ها از 300°C تا 800°C است. روغن‌های غیرسمی مبتنی بر نفت^۱ (مانند XCEL THERM 600، یک روغن پارافین C₂₀ از صنایع Radco)، HTF های نمونه هستند. XCEL THERM 600 دارای حداکثر دمای 316°C و حداقل دمای زیر صفر درجه سانتیگراد است [۲۸-۲۹]. یک نیروگاه خورشیدی متمرکز ۱ مگاواتی (که توسط سرویس عمومی آریزونا اداره می‌شود) در ایالات متحده از XCEL THERM 600 به عنوان HTF برای متمرکزکننده‌های سهموی خطی خود استفاده کرده است. با این وجود، به دلیل محدودیت حداکثر دما، XCEL THERM 600 به عنوان HTF برای سیستم‌های پیشرفته CSP، چه برای سیستم‌های برج خورشیدی و چه برای سیستم‌های سهموی خطی مقیاس بزرگ استفاده نشده است. با این وجود برای جمع‌آوری انرژی خورشیدی و ذخیره‌سازی حرارتی برای کاربردهایی مانند پخت و پز، خشک کردن و گرمایش خانه، XCEL THERM 600 یک HTF مناسب است [۳۰]. مشخصات انتقال XCEL THERM 600 در جدول ۲-۲ آمده است.

جدول ۲-۲: مشخصات XCEL THERM 600 در حالت مایع [۲۸]

دما ($^{\circ}\text{C}$)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3}(\text{Pa s})$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت حرارتی $(\text{kJ}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}))$	رسانایی حرارتی $(\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C}))$	فشار بخار (Pa)
۱۰	۷۵/۶۹۷	۸۵۷/۸	۱/۹۶	۰/۱۳۶۹	-
۱۵/۶۰	۵۰/۱۸۲	۸۵۴/۴	۱/۹۸	۰/۱۳۶۴	-
۱۸/۳۰	۴۱/۸۸۶	۸۵۲/۷	۱/۹۹	۰/۱۳۶۲	-
۲۱/۱۰	۳۵/۴۳۱	۸۵۱/۱	۱/۹۹	۰/۱۳۵۹	-
۲۶/۷۰	۲۶/۱۹۱	۸۴۷/۷	۲/۰۱	۰/۱۳۵۵	-
۳۲/۲۰	۲۰/۰۵۵	۸۴۴/۴	۲/۰۳	۰/۱۳۵	-
۳۷/۸۰	۱۵/۴۸۹	۸۴۱	۲/۰۵	۰/۱۳۴۷	-
۴۳/۳۰	۱۲/۰۸۷	۸۳۷/۶	۲/۰۸	۰/۱۳۴۲	-
۴۸/۹۰	۹/۷۳۴	۸۳۴/۳	۲/۱	۰/۱۳۳۸	-
۵۴/۴۰	۷/۹۷۳	۸۳۰/۹	۲/۱۲	۰/۱۳۳۳	-
۶۰/۰۰	۶/۶۲۵	۸۲۷/۵	۲/۱۳	۰/۱۳۲۹	-
۶۵/۶۰	۵/۵۷۴	۸۲۴/۱	۲/۱۵	۰/۱۳۲۴	-
۷۱/۱۰	۴/۷۴۲	۸۲۰/۸	۲/۱۷	۰/۱۳۲	-
۷۶/۷۰	۴/۰۷۲	۸۱۷/۴	۲/۱۹	۰/۱۳۱۵	-
۸۲/۲۰	۳/۵۲۶	۸۱۴/۱	۲/۲۱	۰/۱۳۱۱	-
۸۷/۸۰	۳/۰۷۷	۸۱۰/۷	۲/۲۳	۰/۱۳۰۶	-

^۱ Nontoxic Petroleum-Based Oils

دما ($^{\circ}\text{C}$)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3}(\text{Pa}\cdot\text{s})$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت حرارتی $(\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}))$	رسانایی حرارتی $(\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}))$	فشار بخار (Pa)
۹۳/۳۰	۲/۷۰۳	۸۰۷/۳	۲/۲۵	۰/۱۳۰۲	۹/۸
۹۸/۹۰	۲/۴۳۲	۸۰۴	۲/۲۷	۰/۱۲۹۷	۹/۸
۱۰۴/۴۰	۲/۱۹۱	۸۰۰/۶	۲/۲۹	۰/۱۲۹۳	۹/۸
۱۱۰/۰۰	۱/۹۸۳	۷۹۷/۲	۲/۳	۰/۱۲۸۸	۱۹/۶
۱۱۵/۶۰	۱/۸۰۱	۷۹۳/۸	۲/۳۲	۰/۱۲۸۴	۲۹/۴
۱۲۱/۱۰	۱/۶۴۲	۷۹۰/۵	۲/۳۴	۰/۱۲۷۹	۳۹/۲
۱۲۶/۷۰	۱/۵۰۳	۷۸۷/۱	۲/۳۶	۰/۱۲۷۵	۴۹
۱۳۲/۲۰	۱/۳۸۲	۷۸۵/۴	۲/۳۸	۰/۱۲۷	۶۸/۶
۱۳۷/۸۰	۱/۲۷	۷۸۰/۳	۲/۴	۰/۱۲۶۶	۸۸/۲
۱۴۳/۳۰	۱/۱۷۲	۷۷۶/۹	۲/۴۲	۰/۱۲۶۱	۱۰۷/۸
۱۴۸/۹۰	۱/۰۸۵	۷۷۳/۶	۲/۴۴	۰/۱۲۵۷	۱۴۷
۱۵۴/۴۰	۱/۰۱	۷۷۰/۲	۲/۴۶	۰/۱۲۵۲	۱۸۶/۲
۱۶۰/۰۰	۰/۹۴۵	۷۶۶/۸	۲/۴۷	۰/۱۲۴۸	۲۳۵/۲
۱۶۵/۶۰	۰/۸۸۵	۷۶۳/۴	۲/۴۹	۰/۱۲۴۳	۲۹۴
۱۷۱/۰	۰/۸۳۲	۷۶۰/۱	۲/۵۱	۰/۱۲۳۹	۳۶۲/۶
۱۷۶/۷۰	۰/۷۸۳	۷۵۶/۷	۲/۵۳	۰/۱۲۳۴	۴۵۰/۸
۱۸۲/۲۰	۰/۷۳۷	۷۵۳/۳	۲/۵۵	۰/۱۲۳	۵۵۸/۶
۱۸۷/۸۰	۰/۶۹۶	۷۴۹/۹	۲/۵۷	۰/۱۲۲۵	۶۸۶
۱۹۳/۳۰	۰/۶۵۸	۷۴۶/۶	۲/۵۹	۰/۱۲۲۱	۸۳۳
۱۹۸/۹۰	۰/۶۲۳	۷۴۳/۲	۲/۶۱	۰/۱۲۱۶	۱۰۰۹/۴
۲۰۴/۴۰	۰/۵۹	۷۳۹/۸	۲/۶۲	۰/۱۲۱۲	۱۲۱۵/۲
۲۱۰/۰۰	۰/۵۵۹	۷۳۶/۴	۲/۶۴	۰/۱۲۰۷	۱۴۶۰/۲
۲۱۵/۶۰	۰/۵۳۲	۷۳۳	۲/۶۶	۰/۱۲۰۳	۱۷۴۴/۴
۲۲۱/۱۰	۰/۵۰۷	۷۲۹/۷	۲/۶۸	۰/۱۱۹۸	۲۰۷۷/۶
۲۲۶/۷۰	۰/۴۸۳	۷۲۶/۳	۲/۷	۰/۱۱۹۴	۲۴۵۹/۸
۲۳۲/۲۰	۰/۴۶	۷۲۲/۹	۲/۷۲	۰/۱۱۸۹	۲۹۱۰/۶
۲۳۷/۸۰	۰/۴۳۹	۷۱۹/۵	۲/۷۴	۰/۱۱۸۵	۳۴۲۰/۲
۲۴۳/۳۰	۰/۴۲	۷۱۶/۲	۲/۷۶	۰/۱۱۸	۴۰۰۸/۲
۲۴۸/۹۰	۰/۴۰۲	۷۱۲/۸	۲/۷۸	۰/۱۱۷۶	۴۶۹۴/۲
۲۵۴/۴۰	۰/۳۸۵	۷۰۹/۴	۲/۷۹	۰/۱۱۷۱	۵۴۵۸/۶
۲۶۰/۰۰	۰/۳۶۸	۷۰۶	۲/۸۱	۰/۱۱۶۷	۶۳۴۰/۶
۲۶۲/۸۰	۰/۳۵۸	۷۰۴/۳	۲/۸۲	۰/۱۱۶۴	۶۸۳۰/۶
۲۶۵/۶۰	۰/۳۵۱	۷۰۲/۶	۲/۸۳	۰/۱۱۶۲	۷۳۵۰

دما ($^{\circ}\text{C}$)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3}(\text{Pa s})$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت حرارتی ($\text{kJ}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$)	رسانایی حرارتی ($\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$)	فشار بخار (Pa)
۲۷۱/۱۰	۰/۳۳۷	۶۹۹/۳	۲/۸۵	۰/۱۱۵۸	۸۴۸۶/۸
۲۷۶/۷۰	۰/۳۲۵	۶۹۵/۹	۲/۸۷	۰/۱۱۵۳	۹۷۷۰/۶
۲۸۲/۲۰	۰/۳۱۳	۶۹۲/۵	۲/۸۹	۰/۱۱۴۹	۱۱۲۲۱
۲۸۷/۸۰	۰/۳۰۱	۶۸۹/۲	۲/۹۱	۰/۱۱۴۴	۱۲۸۵۷/۶
۲۹۳/۳۰	۰/۲۹	۶۸۵/۹	۲/۹۳	۰/۱۱۴	۱۴۶۹۰/۲
۲۹۸/۹۰	۰/۲۸۱	۶۸۲/۵	۲/۹۴	۰/۱۱۳۵	۱۶۷۴۸/۲
۳۰۴/۴۰	۰/۲۷	۶۷۹/۱	۲/۹۶	۰/۱۱۳۱	۱۹۰۵۱/۲
۳۱۰/۰۰	۰/۲۶۱	۶۵۷/۷	۲/۹۸	۰/۱۱۲۶	۲۱۶۱۸/۸
۳۱۵/۶۰	۰/۲۵۲	۶۷۲/۴	۳	۰/۱۱۲۲	۲۴۴۹۰/۲

ترمینول^۱ VP-1 (ایستمن^۲) نوعی روغن مصنوعی است که مخلوطی از دی‌فنیل اکسید^۳ و بی‌فنیل^۴ با درصد وزنی ۷۳/۵ در مقابل ۲۶/۵ می‌باشد. این روغن دارای نقطه انجماد 12°C و دمای حد بالای 400°C است که در آن فشار بخار سیال حدود ۱۰ اتمسفر است. بیشتر نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی متمرکز سهموی خطی مقیاس بزرگ از ترمینول VP-1 برای HTF استفاده می‌کنند. به دلیل هزینه نسبتاً بیشتر، ترمینول VP-1 نمی‌تواند به عنوان ماده ذخیره‌ساز حرارتی در نیروگاه‌های CSP مبتنی بر سهموی خطی استفاده شود؛ در عوض، نمک‌های مذاب نیترات (مانند نمک HITEC) به دلیل هزینه نسبتاً پایین و همچنین فشار بخار کم به عنوان مایع ذخیره‌ساز حرارتی استفاده می‌شوند [۳۲]–[۳۱]. از آنجایی که ماده ذخیره‌ساز انرژی حرارتی متفاوت از HTF است، در این حالت باید از مبدل حرارتی استفاده شود. مشخصات حرارتی و انتقالی ترمینول VP-1 در جدول ۲–۳ آورده شده است.

جدول ۲–۳: مشخصات ترمینول VP-1 در حالت مایع [۳۲]

دما ($^{\circ}\text{C}$)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3}(\text{Pa s})$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت گرمایی ($\text{kJ}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$)	رسانایی حرارتی ($\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$)	فشار بخار (kPa)
۱۲	۵/۴۸	۱۰۷۱	۱/۵۲۳	۰/۱۳۷	–
۲۰	۴/۲۹	۱۰۶۴	۱/۵۴۶	۰/۱۳۶	–
۳۰	۳/۲۸	۱۰۵۶	۱/۵۷۵	۰/۱۳۵	–
۴۰	۲/۶	۱۰۴۸	۱/۶۰۴	۰/۱۳۴	–

^۱ Therminol

^۲ Eastman

^۳ Diphenyl Oxide

^۴ Biphenyl



دما (°C)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3}(Pa\ s)$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت گرمایی ($kJ/(kg^{\circ}C)$)	رسانایی حرارتی ($W/(m^{\circ}C)$)	فشار بخار (kPa)
۵۰	۲/۱۲	۱۰۴۰	۱/۶۳۳	۰/۱۳۳	–
۶۰	۱/۷۶۱	۱۰۳۲	۱/۶۶۲	۰/۱۳۲	–
۷۰	۱/۴۹۲	۱۰۲۴	۱/۶۹	۰/۱۳۱	–
۸۰	۱/۲۸۴	۱۰۱۵	۱/۷۱۹	۰/۱۳	–
۹۰	۱/۱۱۹	۱۰۰۷	۱/۷۴۷	۰/۱۲۹	–
۱۰۰	۰/۹۸۵	۹۹۹	۱/۷۷۵	۰/۱۲۸	۰/۵
۱۱۰	۰/۸۷۵	۹۹۱	۱/۸۰۳	۰/۱۲۶	۰/۸
۱۲۰	۰/۷۸۴	۹۸۲	۱/۸۳۱	۰/۱۲۵	۱
۱۳۰	۰/۷۰۷	۹۷۴	۱/۸۵۸	۰/۱۲۴	۲
۱۴۰	۰/۶۴۲	۹۶۵	۱/۸۸۶	۰/۱۲۳	۳
۱۵۰	۰/۵۸۵	۹۵۷	۱/۹۱۳	۰/۱۲۱	۵
۱۶۰	۰/۵۳۷	۹۴۸	۱/۹۴	۰/۱۲	۷
۱۷۰	۰/۴۹۴	۹۴۰	۱/۹۶۸	۰/۱۱۸	۹
۱۸۰	۰/۴۵۷	۹۳۱	۱/۹۹۵	۰/۱۱۷	۱۳
۱۹۰	۰/۴۲۴	۹۲۲	۲/۰۲۱	۰/۱۱۵	۱۸
۲۰۰	۰/۳۹۵	۹۱۳	۲/۰۴۸	۰/۱۱۴	۲۴
۲۱۰	۰/۳۶۸	۹۰۴	۲/۰۷۵	۰/۱۱۲	۳۲
۲۲۰	۰/۳۴۵	۸۹۵	۲/۱۰۱	۰/۱۱۱	۴۲
۲۳۰	۰/۳۲۴	۸۸۶	۲/۱۲۸	۰/۱۰۹	۵۴
۲۴۰	۰/۳۰۵	۸۷۷	۲/۱۵۴	۰/۱۰۷	۶۸
۲۵۰	۰/۲۸۸	۸۶۷	۲/۱۸۱	۰/۱۰۶	۸۶
۲۶۰	۰/۲۷۲	۸۵۷	۲/۲۰۷	۰/۱۰۴	۱۰۸
۲۷۰	۰/۲۵۸	۸۴۸	۲/۲۳۴	۰/۱۰۲	۱۳۳
۲۸۰	۰/۲۴۴	۸۳۸	۲/۲۶	۰/۱	۱۶۳
۲۹۰	۰/۲۳۲	۸۲۸	۲/۲۸۷	۰/۰۹۸	۱۹۸
۳۰۰	۰/۲۲۱	۸۱۷	۲/۳۱۴	۰/۰۹۶	۲۳۹
۳۱۰	۰/۲۱۱	۸۰۶	۲/۳۴۱	۰/۰۹۵	۲۸۶
۳۲۰	۰/۲۰۲	۷۹۶	۲/۳۶۹	۰/۰۹۳	۳۴۰
۳۳۰	۰/۱۹۳	۷۸۴	۲/۳۹۷	۰/۰۹۱	۴۰۱
۳۴۰	۰/۱۸۵	۰/۷۷۳	۲/۴۲۵	۰/۰۸۹	۴۷۰
۳۵۰	۰/۱۷۷	۷۶۱	۲/۴۵۴	۰/۰۸۶	۵۴۸
۳۶۰	۰/۱۷	۷۴۹	۲/۴۸۵	۰/۰۸۴	۶۳۵
۳۷۰	۰/۱۶۴	۷۳۶	۲/۵۱۷	۰/۰۸۲	۷۳۲

دما ($^{\circ}\text{C}$)	ویسکوزیته دینامیک $10^{-3} (\text{Pa s})$	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت گرمایی $(\text{kJ}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}))$	رسانایی حرارتی $(\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C}))$	فشار بخار (kPa)
۳۸۰	۰/۱۵۸	۷۲۳	۲/۵۵۱	۰/۰۸	۸۴۰
۳۹۰	۰/۱۵۲	۷۰۹	۲/۵۸۸	۰/۰۷۸	۹۵۹
۴۰۰	۰/۱۴۶	۶۹۴	۲/۶۲۸	۰/۰۷۶	۱۰۹۰
۴۱۰	۰/۱۴۱	۶۷۹	۲/۶۷۴	۰/۰۷۳	۱۲۳۰
۴۲۰	۰/۱۳۷	۶۶۲	۲/۷۲۹	۰/۰۷۱	۱۳۹۰
۴۲۵	۰/۱۳۴	۶۵۴	۲/۷۶	۰/۰۷	۱۴۷۰

برای دمای عملیاتی بالاتر (بالای 500°C) در سیستم CSP مبتنی بر فناوری‌های برج خورشیدی، نمک‌های مذاب نیترات مانند مخلوط نیترات سدیم، نیتريت سدیم و نیترات پتاسیم ($\text{NaNO}_3 - \text{NaNO}_2 - \text{KNO}_3$) در کسرهای مولی ۷۰٪-۴۹٪-۴۴٪ به طور گسترده برای ذخیره‌سازی HTF و حرارتی استفاده می‌شوند. این مخلوط نمک یوتکتیک^۱ به عنوان نمک HITEC نیز شناخته می‌شود [۳۳-۳۵] که دارای دمای حد بالای 538°C و نقطه ذوب 142°C است. HITEC تازه تهیه شده یک جامد سفید و دانه‌ای است و HITEC مایع زرد کم‌رنگ است.

نمک HITEC مشابه نمک خورشیدی است که نمک نیترات یوتکتیک است و دارای درصد وزنی $60 \text{ wt}\% \text{NaNO}_3 - 40 \text{ wt}\% \text{KNO}_3$ می‌باشد. نقطه ذوب سیال 221°C و حد بالای دمای عملکردی آن 550°C است. برخی از خصوصیات اصلی انتقال برای HITEC و نمک خورشیدی در جدول ۲-۴ آورده شده است [۳۳ و ۳۶].



^۱ Eutectic

جدول ۴-۲: مشخصات نمک HITEC و نمک خورشیدی در حالت مایع

همبستگی‌ها	داده
نمک HITEC، مول: $7\%NaNO_3 - 49\%NaNO_2 - 44\%KNO_3$ ؛ وزن: $7\%NaNO_3 - 40\%NaNO_2$ ؛ $53\%KNO_3$ $(Mp = 142^\circ C)$ ، ناپایدار در بالاتر از $538^\circ C$	
$\rho = 2293.6 - 0.7497T; \pm 2\%T: (K)$	چگالی (kg/m^3)
$C_p = 5806 - 10.833T + 7.2413 \times 10^{-3}T^2 \pm 5\% \quad T: (K)$	ظرفیت گرمایی ($J/kg \ K$)
$\mu = 0.4737 - 2.297 \times 10^{-3}T + 3.731 \times 10^{-6}T^2 - 2.019 \times 10^{-9}T^3 \pm 16\% \quad T: (K)$	ویسکوزیته (Pa s)
در دسترس نیست	رسانایی حرارتی ($W/m \ K$) 0.48 @ $400^\circ C$
نمک خورشیدی، مول: $50\%NaNO_3 - 50\%KNO_3$ ؛ $MP = 223^\circ C$ ؛ ناپایدار در دمای بیشتر از $550^\circ C$	
$\rho = 2263.628 - 0.636T \quad T: (K)$	چگالی (kg/m^3)
$C_p = 1396.044 + 0.172T \quad T: (K)$	ظرفیت حرارتی ($J/kg \ K$)
$\mu = 0.075439 - 2.77 \times 10^{-4}(T - 273) + 3.49 \times 10^{-7}(T - 273)^2 - 1.474 \times 10^{-10}(T - 273)^3 \quad T: (K)$	ویسکوزیته (Pa s)
در دسترس نیست.	رسانایی حرارتی ($W/m \ K$) 0.45 @ $400^\circ C$

تحقیق و توسعه برای نسل جدید HTFها برای فناوری‌های CSP، به رهبری برنامه SunShot از دپارتمان انرژی ایالات متحده، هدف جدیدی دارد که برای داشتن بازده انرژی بالاتر، دمای HTF باید با استفاده از سیکل‌های حرارتی فوق بحرانی CO_2 به $800^\circ C$ برسد. نتایج نشان داده که نمک‌های کلرید یوتکتیک مانند $NaCl - KCl - ZnCl_2$ و $KCl - MgCl_2$ می‌توانند این نیازها را برآورده کنند [۳۷]. ترکیبات و خصوصیات سه نمک یوتکتیک، در جدول ۴-۵ نشان داده شده است، کسرهای مختلف $NaCl - KCl - ZnCl_2$ در جدول ۴-۶ فراهم شده است.



جدول ۲-۵: سه نمک یوتکتیک از نمک‌های کلراید $NaCl - KCl - ZnCl_2$

نقطه ذوب تئوری	$ZnCl_2$	KCl	$NaCl$	فرمول شیمیایی	
	۲/۹۱	۱/۹۸	۲/۱۶	چگالی ($g/cm^3 @ 25^\circ C$)	
	۲۹۲	۷۷۰	۸۰۱	نقطه ذوب ($^\circ C$)	
	۷۳۲	۱۴۲۰	۱۴۱۳	نقطه جوش ($^\circ C$)	
	۱۳۶/۳۲	۷۴/۵۵	۵۸/۴۴	جرم مولی (g/mol)	
۲۲۹ $^\circ C$	٪۴۴/۳	٪۴۱/۹	٪۱۳/۸	کسر مولی	#1
	٪۶۰/۶	٪۳۱/۳	٪۸/۱	کسر جرمی	
۲۱۳ $^\circ C$	٪۵۹/۵	٪۲۱/۹	٪۱۸/۶	کسر مولی	#2
	٪۷۴/۹	٪۱۵/۱	٪۱۰/۰	کسر جرمی	
۲۰۴ $^\circ C$	٪۵۲/۹	٪۳۳/۷	٪۱۳/۴	کسر مولی	#3
	٪۶۸/۶	٪۲۳/۹	٪۷/۵	کسر جرمی	



جدول ۲-۶: مشخصات نمک‌های کلرید یوتکتیک [۳۷]

همبستگی‌ها	داده
#1 $\text{NaCl} - \text{KCl} - \text{ZnCl}_2$ mol: 13.8% – 41.9% – 44.3%	
$\rho = 2541.74 - 0.53018137763T \pm 13.51$ unit: T(K)	چگالی (kg/m^3)
	ظرفیت گرمایی (J/kg K) 917.0 ± 65.0
$\mu = 152.3679 \exp(-T/56.0314) + 0.05994 \exp(-T/235.78682) + 2.97 \times 10^{-3} \pm 1.31 \times 10^{-5}$ unit: T(K)	ویسکوزیته (Pa s)
$k = 0.4372 - 1.2300724988 \times 10^{-4}T \pm 0.0089$ unit: T(K)	رسانایی حرارتی (W/m K)
#2 $\text{NaCl} - \text{KCl} - \text{ZnCl}_2$ Mole: 18.6% – 21.9% – 59.5%	
$\rho = 2581.09 - 0.43205969697T \pm 6.13$ unit: T(K)	چگالی (kg/m^3)
$C_p = 1396.044 + 0.172T$ T: (K)	ظرفیت حرارتی (J/kg K) 913.0 ± 56.0
$\mu = 131.0731 \exp(-T/62.36328) + 4.46 \times 10^{-3} \pm 2.04 \times 10^{-5}$ unit: T(K)	ویسکوزیته (Pa s)
$k = 0.3895 - 8.1685567308 \times 10^{-5}T \pm 0.0070$ unit: T(K)	رسانایی حرارتی (W/m K)
#3 $\text{NaCl} - \text{KCl} - \text{ZnCl}_2$ Mole: 13.4% – 33.7% – 52.9%	
$\rho = 2878.32 - 0.92630377059T \pm 20.25$ unit: T(K)	چگالی (kg/m^3)
	ظرفیت حرارتی (J/kg K) 900.0 ± 59.0
$\mu = 0.12055 \exp(-T/204.70939) + 4976130848 \exp(-T/29.9169) + 3.14 \times 10^{-3} \pm 2.68 \times 10^{-5}$ unit: T(K)	ویسکوزیته (Pa s)
$k = 0.5145 - 2.3308636401 \times 10^{-4}T \pm 0.0099$ unit: T(K)	رسانایی حرارتی (W/m K)

به دلیل خوردگی کمتر (با آلیاژهای پایه نیکل) و هزینه کمتر، نمک یوتکتیک $68\% \text{KCl} - 32\% \text{MgCl}_2$ (کسر مولی) پتانسیل بالایی برای استفاده به عنوان HTF و ماده ذخیره انرژی حرارتی (حتی با نقطه ذوب نسبتاً بالاتر) دارد. برخی از خصوصیات این نمک در جدول ۲-۷ جمع‌آوری شده است.

فلزات مایع و نمک‌های مذاب کربنات یوتکتیک نیز به عنوان HTF دما بالا پیشنهاد شده‌اند [۳۸-۴۴].



جدول ۷-۲: مشخصات برای نمک‌های کلرید یوتکتیک [۳۶]

<i>KCl - MgCl₂ Mole: 67% - 33% close to 68% - 32%</i>		
داده		همبستگی‌ها
چگالی (kg/m^3)		$\rho = 2363.84 - 0.474T$ unit: $T(K)$
ظرفیت حرارتی ($J/kg K$)	۱۱۵۰ ثابت	همبستگی در دسترس نیست
ویسکوزیته (Pa s)		$\mu = 1.46 \times 10^{-4} \exp(2230/T)$ unit: $T(K)$, از ۸۷۳ - ۱۰۷۳ K
رسانایی حرارتی (W/ m K)	0.4@ 894 K	$k = 0.2469 + 5.025 \times 10^{-4}T$ unit: $T(K)$ در محدود دمایی ۷۳۰-۷۶۰ K

۲-۳-۱- معیار انتخاب سیالات با هدف انتقال گرما

برای انتخاب یک گزینه برای HTF، یک معیار کلی برای ارزیابی مناسب بودن یک سیال مورد نیاز است، زیرا چند ویژگی انتقال یک سیال بر عملکرد انتقال حرارت تاثیر می‌گذارد. تجزیه و تحلیل این بخش به منظور ارزیابی تمام خصوصیات یک سیال است، به طوری که بتوان انتخاب HTF بهتری از نظر تمامی ویژگی‌های سیال داشت.

همان طور که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است، هدف HTF این است که گرما را از یک متمرکزکننده حرارتی خورشیدی بگیرد و سپس آن را به سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی یا نیروگاه‌های حرارتی برای تولید انرژی الکتریکی تحویل دهد. یک سیال انتقال حرارت خوب باید حداقل اختلاف دما را بین منبع حرارت T_{h-w} و سیال در دمای متوسط $(T_i + T_o)/2$ و همچنین اختلاف دمای بین سیال (در متوسط دما) و مخزن گرمایی مقصد (T_{l-w}) که گرما به آن تحویل داده می‌شود را فراهم نماید. در اینجا، مخزن حرارتی مقصد منبع حرارت برای سیکل توان حرارتی است و بنابراین دمای T_{l-w} یک پارامتر مشخص برای بازده حرارتی نیروگاه است [۲].

به طور خلاصه الزامات مربوط به مشخصات HTF مورد استفاده در نیروگاه حرارتی خورشیدی متمرکز، چندگانه است. اولین و مهم‌ترین الزام این است که سیال باید بتواند به صورت یک مایع در محدوده وسیعی از دما در حالی که دارای فشار بخار کم است، باقی بماند تا الزامات ایمنی لوله‌ها و محفظه‌ها را فراهم نماید. دوم، سیال باید دارای خواص مطلوبی از جمله چگالی، رسانایی حرارتی، ظرفیت حرارتی و ویسکوزیته باشد، به طوری که کل اکزرژی^۱ (یا گرمای مفید) انرژی حرارتی دریافتی حداقل تلفات یا کاهش را در حین جریان و فرایندهای انتقال حرارت در سیستم انتقال حرارت داشته باشد. سوم، سیالات باید دارای خوردگی کم در لوله‌ها و محفظه سیستم انتقال حرارت باشند. در نهایت، هزینه مواد برای HTF باید به اندازه کافی پایین باشد تا برای مشتریان قابل قبول باشد.

هنگامی که فقط خصوصیات حرارتی و انتقال مهم باشد، معیار انتخاب سیالات باید بر اساس تولید حداقل آنتروپی در انتقال حرارت و جریان سیال هنگام انجام انتقال انرژی گرمایی باشد، زیرا مقایسه منصفانه بین این دو ویژگی دشوار

^۱ Exergy

است [۴۵]. به عنوان مثال، ممکن است رسانایی حرارتی یک سیال و ویسکوزیته آن بالاتر از سیال دیگر باشد. در حالی که رسانایی حرارتی بالا به انتقال حرارت بهتر کمک می‌کند، ویسکوزیته زیاد به تلفات فشار بیشتر جریان در فرایند انتقال سیال کمک می‌کند. بنابراین داشتن یک معیار که بتواند تمام خصوصیات انتقال یک سیال انتقال حرارت را شامل شود، ضروری است، در این صورت امکان مقایسه بین مزایا و مشخصات HTF امکان‌پذیر می‌شود. همان طور که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است، تولید آنتروپی^۱ از دو فرایند انتقال حرارت و همچنین تلفات اصطکاکی در گردش سیال حاصل می‌شود. در ادامه به آنالیزهای تئوری مساله پرداخته می‌شود.

۲-۳-۲- تولید آنتروپی در فرایند انتقال حرارت در سیستم CSP

با توجه به تقاضای دما بالا برای منبع حرارت در یک نیروگاه، یک فرض برای طراحی این است که دماهای سیال مورد نظر در ورودی و خروجی بخش تجمیع کننده خورشیدی به ترتیب T_i و T_o انتخاب شود. این انتخاب دمای متوسط $(T_i + T_o)/2$ برای HTF در کلکتور خورشیدی گرماگیر را فراهم می‌کند. به همین ترتیب، پس از بدست آوردن دمای T_o از کلکتور خورشیدی، HTF به مبدل حرارتی جریان می‌یابد تا گرما را به سیال فعال در چرخه تولید برق برساند و موجب شود که دمای HTF به T_i برگردد. برای یک نرخ انتقال حرارت مشخص $(\dot{Q})$ و دماهای T_i و T_o ، یک HTF خوب باید بتواند دمای دیوار T_{h-w} در کلکتور خورشیدی را کنترل کند تا خیلی بالا نباشد و همچنین دمای دیوار T_{l-w} در انتقال حرارت مبدل حرارتی نباید خیلی کم باشد. توان پمپاژ برای رسیدن به انتقال حرارت مطلوب نیز باید کم باشد [۲]. ابعاد لوله‌ها و مبدل‌های حرارتی در سیستمی که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است، بر اساس خصوصیات یک HTF مشخص و نرخ انتقال حرارت مطلوب $\dot{Q}$ (کل منبع انرژی حرارتی در واحد زمان برای یک نیروگاه CSP است) فراهم شده است. بنابر این نرخ تولید آنتروپی در سیستم را می‌توان برای یک HTF بدست آورد و مقایسه تولید آنتروپی بین HTF‌های مختلف امکان‌پذیر شود. سیالی که حداقل تولید آنتروپی را در سیستم فراهم نماید، به عنوان بهترین HTF انتخاب خواهد شد.

از قانون دوم ترمودینامیک، میزان تولید آنتروپی در حالت پایدار در سیستم (حجم کنترل شده از محل ۱ تا محل ۲، شامل لوله‌ها و مبدل‌های حرارتی که HTF پر می‌کند) باید به صورت رابطه (۵-۲) بیان شود.

$$s_2 \dot{m} = s_1 \dot{m} + \int_{collector} \frac{\delta \dot{Q}_{in}}{T_{h-w}} - \int_{exchanger} \frac{\delta \dot{Q}_{out}}{T_{l-w}} - \dot{m} \frac{v}{T_m} \Delta P + \dot{m} s_{gen} \quad (5-2)$$

که ورودی سیستم در مکان ۱ و خروجی در مکان ۲ است. T_{h-w} دمای دیوار منبع گرما (انرژی خورشیدی متمرکز) است که به سیستم اضافه می‌شود و T_{l-w} دمای دیوار مبدل حرارتی است که در آن HTF گرما می‌دهد.

^۱ Entropy Production

به منظور مشاهده چگونگی تاثیر خواص سیال بر تولید آنتروپی در سیستم فرض می‌شود که انتقال حرارت در کلکتور خورشیدی و مبدل حرارتی شکل ۱-۲ دارای شار حرارتی یکنواخت در دیواره‌های مرزی باشد. در حقیقت برای یک کلکتور حرارتی خورشیدی و یک مبدل حرارتی جریان ناهمسو^۱، این فرض کاملاً منطقی است. بنابراین، بخش‌های انتگرالی $\int_{collector} (1 - T_{h-w}) \delta \dot{Q}_{in}$ و $\int_{exchanger} (1 - T_{l-w}) \delta \dot{Q}_{out}$ در رابطه (۵-۲) را می‌توان به صورت نسبت نرخ کلی حرارت و میانگین دماهای دیوارها که به صورت $\dot{Q}_{in}/T_h$ و $\dot{Q}_{out}/T_l$ نشان داده می‌شوند، ساده کرد. که T_h و T_l به ترتیب مقادیر میانگین از T_{h-w} و T_{l-w} می‌باشند. یک آزمون عددی به راحتی می‌تواند دقت تقریب بخش $\int_{collector} (1/T_{h-w}) \delta \dot{Q}_{in}$ با استفاده از $\dot{Q}_{in}/T_h$ را برای شار حرارتی ثابت و تغییر خطی دمای T_{h-w} نشان دهد. به طور مشابه این حالت برای $\int_{exchanger} (1 - T_{l-w}) \delta \dot{Q}_{out}$ با استفاده از $\dot{Q}_{out}/T_l$ نیز تقریب مناسبی است.

از آنجا که HTF در سیستم گردش می‌کند، می‌توان نقاط ۱ و ۲ را به عنوان نقاط یکسان انتخاب نمود، به این معنا که سیال از یک نقطه شروع و دوباره به یک نقطه پایان می‌رسد که همان نقطه شروع است. بنابراین، باید $s_2 \dot{m} = s_1 \dot{m}$ باشد، که در نتیجه رابطه (۶-۲) برای نرخ تولید آنتروپی سیستم حاصل می‌شود.

$$\dot{m} s_{gen} = \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{out}}{T_l} - \frac{\dot{Q}_{in}}{T_h} + \dot{m} \frac{v}{T_m} \Delta P = \frac{\dot{Q}_{out}}{T_l} - \frac{\dot{Q}_{in}}{T_h} + \frac{\dot{V}}{T_m} \Delta P \quad ۶-۲$$

در رابطه فوق، $\dot{S}_{gen}$ تولید آنتروپی سیستم در عملکرد حالت پایدار، $\dot{V}$ نرخ جریان حجمی HTF، $\dot{Q}_{in}$ و $\dot{Q}_{out}$ به ترتیب قدرمطلق نرخ‌های گرمای اضافه شده و دریافت شده از سیستم می‌باشند. از رابطه (۶-۲) مشخص است که تولید آنتروپی به دلیل دو فرایند انتقال حرارت و افت (تلفات) فشار در سیستم است که توسط پمپ برطرف می‌شود. در حالت ایده‌آل، گرمای اضافه شده به سیستم و گرمای خارج شده از سیستم دارای مقدار مطلق یکسانی هستند. به منظور سهولت، در تجزیه و تحلیل‌های بعدی فرض می‌شود که $\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} = \dot{Q}$ باشد [۲].

دمای سیال در ورودی بخش جمع‌آوری خورشیدی به صورت T_i و در خروجی بخش جمع‌آوری خورشیدی به صورت T_o تعریف می‌شود. هنگام بررسی حذف گرما در مبدل حرارتی برای رساندن حرارت به سیال در سیکل توان حرارتی، به راحتی می‌توان فهمید که دمای HTF در ورودی و خروجی این مبدل حرارتی به ترتیب T_o و T_i است که دقیقاً برعکس بخش جمع‌آوری خورشیدی است. بنابراین، میانگین دمای HTF در بخش جمع‌آوری خورشیدی و مبدل حرارتی یکسان و برابر با $T_m = 0.5(T_o + T_i)$ است. میانگین دمای HTF در گردش نیز باید $T_m = 0.5(T_o + T_i)$ باشد. اختلاف دما که منجر به تبادل گرما در بخش جمع‌آوری خورشیدی و مبدل حرارتی می‌شود، به ترتیب $T_h - 0.5(T_o + T_i)$ و $0.5(T_o + T_i) - T_l$ می‌شود.



^۱ Countercurrent

با در نظر گرفتن فرایند انتقال حرارت در بخش جمع‌آوری خورشیدی و مبدل حرارتی، همان طور که در شکل ۱-۲ دیده می‌شود، روابط (۷-۲) و (۸-۲) برقرار است.

$$\dot{Q} = A_h h_h [T_h - 0.5(T_o + T_i)] \quad ۷-۲$$

$$\dot{Q} = A_l h_l [0.5(T_o + T_i) - T_l] \quad ۸-۲$$

که در روابط فوق، A_h و A_l مساحت سطوح انتقال، h_h و h_l به ترتیب ضرایب انتقال حرارت در کلکتور خورشیدی و مبدل حرارتی می‌باشند. با استفاده از روابط (۷-۲) و (۸-۲)، روابط ذیل حاصل می‌شوند.

$$T_h = \frac{\dot{Q}}{A_h h_h} + 0.5(T_o + T_i) \quad ۹-۲$$

$$T_l = 0.5(T_o + T_i) - \frac{\dot{Q}}{A_l h_l} \quad ۱۰-۲$$

با جایگزین کردن روابط (۱۰-۲) و (۹-۲) در رابطه (۶-۲)، نرخ تولید آنتروپی سیستم به صورت رابطه (۱۱-۲) می‌شود.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i) - \dot{Q}/(A_l h_l)} - \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i) + \dot{Q}/(A_h h_h)} + \frac{\dot{V}}{0.5(T_o + T_i)} \Delta P \quad ۱۱-۲$$

به منظور ارزیابی خصوصیات انتقال یک HTF، تجزیه و تحلیل انجام شده باید نرخ حرارت مطلوب $\dot{Q}$ و دماهای مورد نظر T_o و T_i را ارائه دهد. با توجه به خصوصیات انتقال HTF، می‌توان نرخ جریان HTF را با استفاده از روابط (۱۲-۲) تا (۱۴-۲) تعیین نمود.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad ۱۲-۲$$

$$\dot{m} = \dot{V} \rho \quad ۱۳-۲$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i)} \quad ۱۴-۲$$

با جایگزین نمودن رابطه (۱۴-۲) در رابطه (۱۱-۲)، نرخ تولید آنتروپی به صورت رابطه (۱۵-۲) خواهد بود.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i) - \dot{Q}/(A_l h_l)} - \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i) + \dot{Q}/(A_h h_h)} + \frac{\dot{Q}}{0.5 \rho C_p (T_o + T_i) (T_o - T_i)} \Delta P \quad ۱۵-۲$$

که در رابطه فوق، دو بخش اول به دلیل فرایند انتقال حرارت است که $\dot{S}_{gen-HT}$ نامگذاری شده و آخرین بخش به دلیل تلفات فشار هنگام گردش HTF در سیستم است که $\dot{S}_{gen-fl}$ نامیده می‌شود.

از رابطه (۲-۱۵)، همچنین قابل درک است که مقادیر زیاد h_l و h_h منجر به تولید آنتروپی کمتر می‌شود، در حالی که افت فشار ΔP به تولید بالاتر آنتروپی کمک می‌کند. علاوه بر این، درک این نکته نیز آسان است که اگر انتقال حرارت بهبود یابد (به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت یا مشخصات بهتر HTF)، می‌توان کل وظایف انتقال حرارت را در دمای نزدیک‌تر به T_h انجام داد که برای بهره‌وری انرژی حرارتی در نیروگاه حرارتی مفید است. افت فشار در کل سیستم شامل تلفات دو مبدل حرارتی و لوله‌های گردش سیال است که ممکن است به ترتیب با ΔP_{HE-h} ، ΔP_{HE-l} و ΔP_c تعریف شوند. با سرعت جریان حجمی HTF در رابطه (۲-۱۴)، می‌توان به راحتی افت فشار در سیستم را بدست آورد. مشخص شده است که ضرایب انتقال حرارت h_l و h_h و افت فشار ΔP در گردش جریان سیال را می‌توان با توجه به خصوصیات سیال، دمای تعیین شده و همچنین نیاز به نرخ انتقال حرارت که میزان جریان و سرعت سیال را در تجهیزات داده شده تعیین می‌کند، بیان نمود. لازم به ذکر است که رابطه (۲-۱۵)، عبارت اساسی برای تولید آنتروپی است.

روابط مختلفی برای یافتن ضرایب انتقال حرارت h_l و h_h در انواع مبدل‌های حرارتی و تلفات فشار ΔP در جریان سیال در گردش وجود دارد [۴۶-۵۱]. در تجزیه و تحلیل زیر برخی از روابط مذکور برای h_l ، h_h و ΔP انتخاب خواهند شد تا مشخص شود که چگونه خصوصیات سیال بر تولید آنتروپی تاثیرگذار است. به منظور انتقال حرارت جریان متلاطم در لوله‌هایی با عدد رینولدز (Re) نزدیک به 1.0×10^4 یا بالاتر، $0.7 \leq Pr \leq 160$ و نسبت طول به قطر $L/d \geq 10$ ، در مرجع [۲] از رابطه دیتوس-بولتر^۱ [۴۷] برای تعیین ضرایب انتقال حرارت استفاده شده است (رابطه (۲-۱۶)).

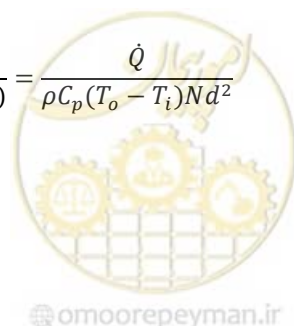
$$Nu_h = \frac{h_h d_h}{k} = 0.023 Re_h^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{یا} \quad \text{(وقتی سیال گرم است)} \quad ۱۶-۲$$

$$Nu_l = \frac{h_l d_l}{k} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr^{0.3} \quad \text{(وقتی سیال سرد است)}$$

با فرض این که تجزیه و تحلیل مرتبط با نحوه انتقال حرارت از قبل، تعداد (n) لوله (با قطر d) را برای یک مبدل حرارتی مشخص کرده است. بنابراین، سرعت جریان در لوله‌های یک مبدل حرارتی با رابطه (۲-۱۷) بدست می‌آید.

$$u = \frac{\dot{V}}{n(0.25\pi d^2)} = \frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) n(0.25\pi d^2)} = \frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N d^2} \quad ۱۷-۲$$

^۱ Dittus-Boelter



که در رابطه فوق، $N = 0.25 n\pi$ می‌باشد. با استفاده از رابطه (۲-۱۴)، عدد رینولدز برای جریان در لوله‌های انتقال حرارت به صورت رابطه (۲-۱۸) می‌باشد.

$$Re = \frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N d^2} \frac{\rho d}{\mu} = \frac{\dot{Q}}{C_p (T_o - T_i) N \cdot d \cdot \mu} \quad (2-18)$$

با قرار دادن عبارت مربوط به عدد رینولدز در رابطه (۲-۱۶)، ضرایب انتقال حرارت به صورت رابطه (۲-۱۹) می‌شوند.

$$\begin{aligned} h_h &= \frac{k}{d_h} 0.023 \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N_h d_h^2} \frac{\rho d_h}{\mu} \right]^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4} \\ &= 0.023 \left[\frac{\dot{Q}}{N_h (T_o - T_i)} \right]^{0.8} \frac{1}{d_h^{1.8}} \frac{k^{0.6}}{C_p^{0.4} \mu^{0.4}} \end{aligned} \quad (2-19)$$

$$\begin{aligned} h_l &= \frac{k}{d_l} 0.023 \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N_l d_l^2} \frac{\rho d_l}{\mu} \right]^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.3} \\ &= 0.023 \left[\frac{\dot{Q}}{N_l (T_o - T_i)} \right]^{0.8} \frac{1}{d_l^{1.8}} \frac{k^{0.7}}{C_p^{0.5} \mu^{0.5}} \end{aligned}$$

با جایگزین کردن رابطه (۲-۱۹) در رابطه (۲-۱۵)، تولید آنتروپی به دلیل انتقال گرما در سیستم به صورت رابطه (۲-۲۰) می‌باشد.

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen-ht}^{Turbulent} &= \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i) - \frac{\dot{Q}}{4N_l^{0.2} L_l} \frac{1}{0.023} \left[\frac{(T_o - T_i)}{\dot{Q}} \right]^{0.8} \frac{d_l^{0.8} C_p^{0.5} \mu^{0.5}}{k^{0.7}}} \\ &\quad - \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o - T_i) + \frac{\dot{Q}}{4N_h^{0.2} L_h} \frac{1}{0.023} \left[\frac{(T_o - T_i)}{\dot{Q}} \right]^{0.8} \frac{d_h^{0.8} C_p^{0.4} \mu^{0.4}}{k^{0.6}}} \end{aligned} \quad (2-20)$$

روابط مذکور به صورت مشخص خصوصیات سیال بر تولید آنتروپی در فرایندهای انتقال حرارت را نشان می‌دهند. ذکر این نکته بسیار مهم است که تجزیه و تحلیل تولید آنتروپی کل در این فصل در ارزیابی سیستم انتقال انرژی حرارتی در یک نیروگاه خورشیدی متمرکز بسیار مفید است. ابزار ترمودینامیکی مورد استفاده در اینجا روش پایه را فراهم می‌کنند و تجزیه و تحلیل را به نوع سیال انتقال حرارت یا طرح‌های خاص تجهیزات تبادل حرارتی محدود نمی‌کنند. بنابراین این نوع تجزیه و تحلیل برای مهندسين این امکان را فراهم می‌کند تا با استفاده از گازها، مایع یا حتی ذرات جامد برای واسط انتقال حرارت، مقایسه منصفانه‌ای بین ایده‌های مختلف طراحی سیستم انتقال حرارت انجام دهند.

۲-۳-۳- نرخ تولید آنتروپی به دلیل افت (تلفات) فشار

برای محاسبه افت فشار ناشی از جریان متلاطم در لوله‌های انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی، رابطه (۲۱-۲) مورد استفاده قرار می‌گیرد [۴۷].

$$\Delta P_{HE} = \frac{f \cdot \rho u^2 L}{2d} \quad 21-2$$

که در رابطه فوق، f فاکتور اصطکاک داری است. اگر عدد رینولدز جریان $2300 \leq Re \leq 2 \times 10^4$ باشد، با استفاده از رابطه بلازیوس^۱ ($f = 4.079 Re^{-0.25}$) برای فاکتور اصطکاک داری، افت فشار با استفاده از رابطه (۲۲-۲) تعیین می‌شود.

$$\Delta P_{HE} = 0.079 \frac{2 \cdot \rho u^2 L}{d} \left(\frac{u d \rho}{\mu} \right)^{-0.25} = 0.158 \frac{\rho^{0.75} u^{1.75} L \mu^{0.25}}{d^{1.25}} \quad 22-2$$

که در آن L طول لوله مورد مطالعه است. با جایگزین کردن سرعت u از رابطه (۱۷-۲) در رابطه (۲۲-۲)، رابطه (۲۳-۲) بدست می‌آید.

$$\begin{aligned} \Delta P_{HE} &= 0.158 \frac{\rho^{0.75} L \mu^{0.25}}{d^{1.25}} \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N d^2} \right]^{1.75} \\ &= 0.158 \frac{L \mu^{0.25}}{\rho C_p^{1.75} d^{4.75}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i) N} \right]^{1.75} \end{aligned} \quad 23-2$$

افت فشار در لوله‌های چرخش سیال (با طول کل L_c و قطر لوله d_c)، به صورت رابطه (۲۴-۲) تغییر می‌کند.

$$\begin{aligned} \Delta P_c &= 0.158 \frac{\rho^{0.75} L_c \mu^{0.25}}{d_c^{1.25}} \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N_c d_c^2} \right]^{1.75} \\ &= 0.158 \frac{L_c \mu^{0.25}}{\rho C_p^{1.75} d_c^{4.75}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i) N_c} \right]^{1.75} \end{aligned} \quad 24-2$$

که N_c به صورت $N_c = 0.25 n_c \pi$ تعریف می‌شود و n_c تعداد لوله‌هایی است که برای گردش سیال استفاده می‌شوند. افت فشار کل سیستم شامل سه بخش لوله‌های گردش سیال و مبدل‌های حرارتی (یکی گرما به HTF اضافه می‌کند و دیگری گرما از HTF می‌گیرد) می‌باشد. بنابراین کل افت فشار در مبدل‌های حرارتی و در لوله گردش به صورت رابطه (۲۵-۲) تعریف می‌شود.



^۱ Blasius Equation

$$\Delta P = \Delta P_{HE-h} + \Delta P_{HE-l} + \Delta P_c \quad ۲۵-۲$$

با قرار دادن افت فشار بخش سوم در رابطه (۲-۱۱)، نرخ تولید آنتروپی ناشی از افت فشار به صورت رابطه (۲-۲۶) تغییر می‌کند.

$$\dot{S}_{gen-fl}^{T-1} = \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i)(T_o - T_i)} \frac{0.158\mu^{0.25}}{\rho^2 C_p^{2.75}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i)} \right]^{1.75} \left(\frac{L_h}{d_h^{4.75} N_h^{1.75}} + \frac{L_l}{d_l^{4.75} N_l^{1.75}} + \frac{L_c}{d_c^{4.75} N_c^{1.75}} \right) \quad ۲۶-۲$$

که در رابطه فوق، $\dot{S}_{gen-fl}^{T-1}$ اولین نمونه جریان متلاطم را در شرایطی که $2300 \leq Re \leq 2 \times 10^4$ مشخص می‌کند. در شرایطی که $Re \geq 2 \times 10^4$ باشد، رابطه تلفات فشار جریان متلاطم در لوله‌های انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی به صورت رابطه (۲-۲۷) می‌باشد.

$$\Delta P_{HE} = 0.184 \frac{\rho u^2 L}{2d} \left(\frac{ud\rho}{\mu} \right)^{-0.2} = 0.092 \frac{\rho^{0.8} u^{1.8} L \mu^{0.2}}{d^{1.2}} \quad ۲۷-۲$$

با قرار دادن عبارت داده شده برای سرعت رابطه (۲-۱۷) در رابطه (۲-۲۷)، رابطه ذیل حاصل می‌شود.

$$\begin{aligned} \Delta P_{HE} &= 0.092 \frac{\rho^{0.8} L \mu^{0.2}}{d^{1.2}} \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N d^2} \right]^{1.8} \\ &= 0.092 \frac{L \mu^{0.2}}{\rho C_p^{1.8} d^{4.8}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i) N} \right]^{1.8} \end{aligned} \quad ۲۸-۲$$

به طور مشابه، افت فشار در یک لوله گردش با $Re \geq 2 \times 10^4$ به صورت رابطه (۲-۲۹) می‌باشد.

$$\Delta P_c = 0.092 \frac{\rho^{0.8} L_c \mu^{0.2}}{d_c^{1.2}} \left[\frac{\dot{Q}}{\rho C_p (T_o - T_i) N_c d_c^2} \right]^{1.8} = 0.092 \frac{L_c \mu^{0.2}}{\rho C_p^{1.8} d_c^{4.8}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i) N_c} \right]^{1.8} \quad ۲۹-۲$$

در نمونه‌هایی که عدد رینولدز جریان در مبدل‌های حرارتی و لوله گردش HTF بزرگتر از 2×10^4 باشد، نرخ تولید آنتروپی ناشی از افت فشار به صورت رابطه (۲-۳۰) می‌باشد.

$$\dot{S}_{gen-fl}^{T-2} = \frac{\dot{Q}}{0.5(T_o + T_i)(T_o - T_i)} \frac{0.092\mu^{0.2}}{\rho^2 C_p^{2.8}} \left[\frac{\dot{Q}}{(T_o - T_i)} \right]^{1.8} \left(\frac{L_h}{d_h^{4.8} N_h^{1.8}} + \frac{L_l}{d_l^{4.8} N_l^{1.8}} + \frac{L_c}{d_c^{4.8} N_c^{1.8}} \right) \quad ۳۰-۲$$

که در آن $\dot{S}_{gen-fl}^{T-2}$ دومین نمونه جریان متلاطم را وقتی که $Re \geq 2 \times 10^4$ باشد، مشخص می‌کند. تجزیه و تحلیل قبل، روابط افت فشار را برای اعداد مختلف رینولدز ارائه می‌دهد. هنگامی که اعداد رینولدز در دو مبدل حرارتی و حلقه گردش متفاوت باشد، همیشه می‌توان یکی را به عنوان رابطه متناظر برای ضریب انتقال حرارت و افت فشار انتخاب نمود و از رابطه پایه (۲-۱۵) برای محاسبه تولید آنتروپی استفاده نمود [۲].

۲-۳-۴- ارزیابی چندین سیال انتقال حرارت

در تمام عبارات قبلی تولید آنتروپی، پارامترهای داده شده شامل نرخ انتقال حرارت سیستم (Q)، دمای کاری مطلوب سیالات (T_o و T_i) و ابعاد تجهیزات مانند $d_c, d_l, d_h, L_c, L_l, L_h, n_l, n_h$ بودند. در واقع، ابعاد تجهیزات (L_l, L_h) باید از طریق طراحی مبدل‌های حرارتی بدست آید، که بر اساس محدودیت‌های قطرهای داده شده از لوله‌های انتقال حرارت و حداکثر درجه حرارت قابل تحمل مواد لوله در برابر دماهای مطلوب سیال T_o و T_i می‌باشند.

برای انتقال حرارت جریان متلاطم (که بیشترین کاربردهای عملی را شامل می‌شود)، بررسی رابطه (۲-۲۰) جالب است و توجه به این نکته لازم است که گروه‌های (خوشه‌های) مشخصات $d_l^{0.8} C_p^{0.5} \mu^{0.5} / k^{0.7}$ و $d_h^{0.8} C_p^{0.4} \mu^{0.4} / k^{0.6}$ در واقع بر تولید آنتروپی در فرایندهای انتقال حرارت تاثیر می‌گذارند. مقادیر کمتر گروه‌ها منجر به تولید آنتروپی کمتر در سیستم می‌شوند.

برای تولید آنتروپی ناشی از افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله گردش، گروه‌های مشخصات $\mu^{0.25} / (\rho^2 C_p^{2.75} d^{4.75})$ و $\mu^{0.2} / (\rho^2 C_p^{2.8} d^{4.8})$ به ترتیب برای جریان متلاطم با عدد رینولدز کمتر از 2×10^4 و بزرگتر از 2×10^4 اثرگذار می‌باشند. مقادیر کوچکتر این گروه مشخصات منجر به تولید آنتروپی کمتری در سیستم می‌شود که مطلوب است. گروه‌های مشخصات HTF که به دلیل انتقال حرارت و افت فشار به تولید آنتروپی بزرگتر کمک می‌کنند در جدول ۲-۸ خلاصه شده‌اند.

جدول ۲-۸: گروه‌های مشخصات که به تولید آنتروپی در سیستم کمک می‌کنند.

انتقال حرارت		افت فشار	
سیال سرد است	سیال گرم است		
$Re \geq 1 \times 10^4$: $d_l^{0.8} C_p^{0.5} \mu^{0.5} / k^{0.7}$	$Re \geq 1 \times 10^4$: $d_h^{0.8} C_p^{0.4} \mu^{0.4} / k^{0.6}$	$Re \leq 2 \times 10^4$: $\mu^{0.25} / (\rho^2 C_p^{2.75} d^{4.75})$	$Re \geq 2 \times 10^4$: $\mu^{0.2} / (\rho^2 C_p^{2.8} d^{4.8})$

توجه به این نکته مهم است که ویسکوزیته بزرگ همیشه از طریق انتقال حرارت یا افت فشار به تولید آنتروپی زیاد کمک می‌کند. رسانایی حرارتی بالا به تولید آنتروپی کمتر در فرایند انتقال حرارت کمک می‌کند. با این حال، بررسی تاثیر ظرفیت گرمایی سیال بر تولید آنتروپی در فرایندهای انتقال حرارت جالب توجه است. از رابطه (۲-۲۰) به نظر می‌رسد که یک C_p بزرگ سیالات به تولید آنتروپی بالاتر کمک می‌کند. از طرف دیگر، به دلیل ظرفیت حرارتی زیاد، می‌توان با جرم کمتر جریان، وظیفه انتقال حرارت را انجام داد به این معنا که می‌توان از لوله‌های جریان کوچکتر استفاده نمود. این در گروه مشخصات $d_l^{0.8} C_p^{0.5} \mu^{0.5} / k^{0.7}$ مشاهده می‌شود که با افزایش C_p ممکن است قطر لوله d_l کاهش یابد.



در ادامه مثالی آورده شده که تولید آنتروپی سیستم برای انتقال ۵۰ مگاوات انرژی حرارتی را نشان می‌دهد. دماهای کار، سیالات و مشخصات آنها و همچنین تولید آنتروپی سیستم برای چهار درجه حرارت مختلف کار با استفاده از روش‌های قبل در جدول ۹-۲ تا جدول ۱۲-۲ آورده شده است.

جدول ۹-۲: میزان تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_m = 200^\circ\text{C}$ با استفاده از سه HTF متفاوت

پارامتر مورد نظر	XCEL THERM 600 در 200°C	ترمینول VP-1 در 200°C	یوتکتیک سرب-بیسموت (LBE) ^۱
$\rho(\text{kg/m}^3)$	۷۴۳/۲	۹۱۳	رابطه در جدول ۱۳-۲
$\mu(\text{m Pa s})$	۰/۶۲۳	۰/۳۹۵	رابطه در جدول ۱۳-۲
$k(\text{W/m K})$	۰/۱۲۱۶	۰/۱۱۴	رابطه در جدول ۱۳-۲
$C_p(\text{kJ/kg K})$	۲/۶۱	۲/۰۴۸	رابطه در جدول ۱۳-۲
$T_h(\text{K})$	۵۷۳	۵۵۲	(۴۸۴/۹)
$T_l(\text{K})$	۳۷۳	۳۹۹	(۴۶۱/۰)
$\dot{S}_{gen} (\text{J/(Ks)})$	۴۶۷۹۳	۳۴۸۷۲	(۵۴۳۲/۴)
$\eta = 1 - 300/T_l(\text{K})$	۰/۱۹۶	۰/۲۴۷	(۰/۳۴۹۲۹)
$T_i = 423 \text{ K}, T_o = 523 \text{ K}, d_l = d_h = 0.02 \text{ m}, n_l = n_h = 820, L_h = 7.7 \text{ m}, L_l = 7.7 \text{ m}, d_c = 0.5 \text{ m}, n_c = 4, L_c = 200 \text{ m}.$			

جدول ۱۰-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاواتی در $T_m = 340^\circ\text{C}$ با استفاده از سه HTF متفاوت

پارامتر مورد نظر	ترمینول VP-1 در 340°C	$\text{KNO}_3 - \text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ (7% - 49% - 44% mol) در 340°C	یوتکتیک سرب-بیسموت (LBE) ^۲
$\rho(\text{kg/m}^3)$	۷۷۳	۱۸۳۳/۹۲۱	رابطه در جدول ۱۳-۲
$\mu(\text{m Pa s})$	۰/۱۸۵	۲/۵۶۳۹۴	رابطه در جدول ۱۳-۲
$k(\text{W/m K})$	۰/۰۸۹	۰/۵۱	رابطه در جدول ۱۳-۲
$C_p(\text{kJ/kg K})$	۲/۴۲۵	۱/۸۹	رابطه در جدول ۱۳-۲
$T_h(\text{K})$	۷۲۳	۷۱۳	(۶۳۹/۲)
$T_l(\text{K})$	۵۲۳	۵۲۶	(۵۸۶/۸)
$\dot{S}_{gen} (\text{J/(Ks)})$	۲۶۴۴۸	۲۴۹۵۶	(۷۰۲۳/۲)
$\eta = 1 - 300/T_l(\text{K})$	۰/۴۲۶	۰/۴۲۹	(۰/۴۸۸۷۷)
$T_i = 563 \text{ K}, T_o = 663 \text{ K}, d_l = d_h = 0.02 \text{ m}, n_l = n_h = 820, L_h = 5.1 \text{ m}, L_l = 5.1 \text{ m}, d_c = 0.5 \text{ m}, n_c = 4, L_c = 200 \text{ m}.$			

جدول ۱۱-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_m = 450^\circ\text{C}$ با استفاده از سه HTF مختلف

پارامتر مورد نظر	$\text{KNO}_3 - \text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ (7% - 49% - 44% mole)	$\text{NaCl} - \text{KCl} - \text{ZnCl}_2$	یوتکتیک سرب-بیسموت
------------------	--	--	--------------------

^۱ Lead-Bismuth Eutectic

^۲ Lead-Bismuth Eutectic

(LBE)	در ۴۵۰□	در ۴۵۰□	
رابطه در جدول ۱۳-۲	۲۱۵۰	۱۷۵۱/۴۵۴	$\rho(\text{kg/m}^3)$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۷/۰	۱/۳۷۵	$\mu(\text{m Pa s})$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۰/۳۲	۰/۵۱	$k(W/m K)$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۰/۸۱	۱/۷۵۹۶	$C_p(kJ/kg K)$
(۷۴۰/۲)	۸۵۳	۷۹۳	$T_h(K)$
(۷۰۵/۸)	۵۱۱	۶۲۳	$T_l(K)$
(۳۳۲۷/۴)	۳۹۲۸۷	۱۷۲۰۶	$\dot{S}_{gen} (J/(Ks))$
(۰/۵۷۴۹۷)	۰/۴۱۳	۰/۵۱۸	$\eta = 1 - 300/T_l(K)$
$T_i = 673 K, T_o = 773 K, d_l = d_h = 0.02m, n_l = n_h = 820, L_h = 5.5 m, L_l = 5.5 m,$ $d_c = 0.5 m, n_c = 4, L_c = 200 m.$			

جدول ۱۲-۲: نرخ تولید آنتروپی برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات در $T_m = 700^\circ C$ با استفاده از سه HTF مختلف

یونکتیک سرب-بیسموت ^۲ (LBE)	$NaCl - KCl - ZnCl_2$ در ۷۰۰□ (هدف)	$NaCl - KCl - ZnCl_2$ در ۷۰۰□	
رابطه در جدول ۱۳-۲	۱۹۵۰	۱۹۵۰	$\rho(\text{kg/m}^3)$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۴/۰	۴/۰	$\mu(\text{m Pa s})$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۰/۵۱ (هدف)	۰/۳۱	$k(W/m K)$
رابطه در جدول ۱۳-۲	۱/۵۰ (هدف)	۰/۹۰	$C_p(kJ/kg K)$
(۹۸۹/۳)	۱۰۷۴	۱۰۸۳	$T_h(K)$
(۹۵۶/۷)	۸۱۵/۵	۸۰۰	$T_l(K)$
(۱۷۵۱/۶)	۱۴۷۴۵	۱۶۳۳۵	$\dot{S}_{gen} (J/(Ks))$
(۰/۶۸۶)	۰/۶۳۲	۰/۶۲۵	$\eta = 1 - 300/T_l(K)$
$T_i = 923 K, T_o = 1023 K, d_l = d_h = 0.02m, n_l = n_h = 820, L_h = 5.5 m, L_l = 5.5 m,$ $d_c = 0.5 m, n_c = 4, L_c = 200 m.$			

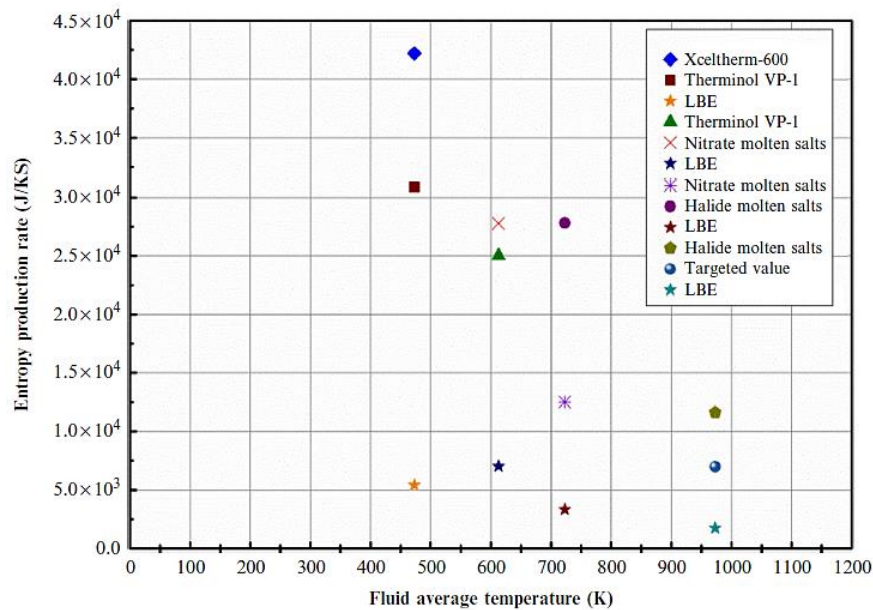
برای مقایسه شاخص شایستگی عددی^۳ HTFهای مختلف، شکل ۲-۲ نرخ تولید آنتروپی سه HTF مختلف را در هر دمای کار (T_m) نشان می‌دهد.



^۱ Lead-Bismuth Eutectic

^۲ Lead-Bismuth Eutectic

^۳ Figure-of-Merit (FOM)



شکل ۲-۲: نرخ تولید آنتروپی سیستم با استفاده از HTFهای مختلف در دمای عملیاتی مختلف برای انتقال انرژی حرارتی ۵۰ مگاوات

مثال قبلی یک روش و رابطه استاندارد برای ارزیابی شاخص شایستگی عددی (FOM) سیالات انتقال حرارت را فراهم می‌کند که گرما را از یک کلکتور خورشیدی متمرکز منتقل می‌کنند و به نیروگاه حرارتی می‌رسانند. در واقع با این مثال تولید آنتروپی کل سیستم برای HTFهای مختلف مقایسه شده است.

لازم بذکر است که از طریق تجزیه و تحلیل می‌توان نقش و سهم کلیه مشخصات انتقال را برای تولید آنتروپی سیستم به حداقل رساند و یک FOM شامل تمام خصوصیات انتقال قابل تعریف می‌باشد. از آنجا که تولید آنتروپی به کاهش اگزرژی (تعریف شده به صورت $T_0 \dot{S}_{gen}$) یا کاهش کار مفید مرتبط است، این تجزیه و تحلیل می‌تواند در نهایت با تجزیه و تحلیل هزینه برای سیستم همراه باشد.

جدول ۲-۱۳: خلاصه همبستگی‌ها برای مشخصات LBE مذاب ($P \sim 0.1 \text{ MPa}$)

مشخصه	واحد	همبستگی‌ها	محدوده دمایی (K)	عدم قطعیت
ρ	kg m^{-3}	$\rho = 11096 - 1.3236T$	۴۰۳-۱۳۰۰	۰/۸٪
C_p	J/kg K	$C_p = 159 - 2.72 \times 10^{-2}T + 7.12 \times 10^{-6}T^2$	۴۳۰-۶۰۵ (applicable in Extrapolation) (430-1900 K)	۷٪
μ	Pa s	$\mu = 4.94 \times 10^{-4} \times \exp(754.1/T)$	۴۰۰-۱۱۰۰	۵٪
k	W/m K	$k = 3.61 + 1.517 \times 10^{-2}T - 1.741 \times 10^{-6}T^2$	۴۰۳-۱۱۰۰	۵٪
$Nu = 6.3 + 0.0167Re^{0.85}Pr^{0.93}$ at $0.004 \leq Pr \leq 0.1$ and $10^4 \leq Re \leq 10^6$ شار گرمای ثابت				

همچنین لازم بذکر است که تجزیه و تحلیل در کار قبلی فقط مشخصات انتقال HTF را ارزیابی می‌کند. سایر موارد، از جمله هزینه مواد، خوردگی لوله‌ها و ظروف توسط HTF و هد پمپاژ برای رساندن سیال به یک برج بلند نیز می‌توانند به طور قابل توجهی در انتخاب HTF تاثیر بگذارند. بنابراین FOM فعلی هنوز نمی‌تواند به عنوان یک معیار نهایی برای قضاوت در مورد HTF عمل کند. با این وجود، این کار یک فرصت بسیار مهم را که منجر به ایجاد یک FOM کامل می‌شود، ارائه می‌دهد که باید هزینه انرژی الکتریکی یک نیروگاه CSP با تمام فاکتورهای لازم در آن لحاظ شود.

۲-۴- مواد جامد برای ذخیره‌سازی حرارتی محسوس

مواد جامد مانند بتن، شن و ماسه، سنگ، آجر، خاک، گرافیت، کاربید سیلیکون، تاکونیت، چدن و حتی تراشه‌های فلزی ضایعات برای ذخیره انرژی حرارتی در نظر گرفته شده یا استفاده شده‌اند. برخی از این مواد می‌توانند برای تشکیل یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده با یک HTF که از ناحیه متخلخل عبور می‌کند مورد استفاده قرار گیرند، همان طور که در بخش‌های a-c شکل ۵-۱ فصل اول نشان داده شده است.

برخی از مواد دیگر ممکن است به صورت یکپارچه (مانند بتن) با لوله‌های تعبیه شده و سیالات انتقال حرارت که برای ذخیره یا برداشت انرژی حرارتی از لوله‌ها در آنها جریان دارند، باشند که در بخش d شکل ۵-۱ فصل اول نشان داده شده است.

پارامتر اصلی مواد مذکور برای ذخیره انرژی حرارتی حاصل ضرب چگالی و ظرفیت حرارتی ($\rho.C$) و همچنین رسانایی حرارتی است. در حالی که مورد اول ظرفیت ذخیره‌سازی حجمی انرژی را تعیین می‌کند و مورد دوم برای بهره‌وری ذخیره انرژی حرارتی مهم است. رسانایی حرارتی بالا به دلیل فرایندهای انتقال حرارت در فرایندهای شارژ و تخلیه گرما، موجب کاهش اتلاف انرژی می‌شود.

در جدول ۲-۱۴ برخی از خصوصیات مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد ذکر شده است [۱].



جدول ۲-۱۴: مشخصات مواد جامد برای ذخیره‌ساز انرژی حرارتی

نوع واسط	ذوب (□) یا خرد شدن	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C(\text{kJ/Kg. } ^\circ\text{C})$	$\rho.C(\text{kJ/m}^3. ^\circ\text{C})$	$k(\text{W/m. } ^\circ\text{C})$
آلومینیوم	۶۶۰	۲۷۰۰	۰/۹۲	۲۴۸۴/۰	۲۵۰
آجر (معمولی)	۱۸۰۰	۱۹۲۰	۱/۰	۱۹۲۰/۰	۱/۰۴
خاک نسوز	۱۸۰۰	۲۱۰۰-۲۶۰۰	۱/۰	۲۱۰۰-۲۶۰۰	۱-۱/۵
خاک (خشک)	۱۶۵۰	۱۲۰۰-۱۶۰۰	۱/۲۶	۱۵۱۲-۲۰۱۶	۱/۵
گرانیت	۱۲۱۵	۲۴۰۰	۰/۷۹	۱۸۹۶	۱/۷-۴/۰
شن و ماسه (خشک)	۱۵۰۰	۱۵۵۵	۰/۸	۱۲۴۴	۰/۱۵-۰/۲۵
ماسه سنگ	۱۳۰۰	۲۰۰۰-۲۶۰۰	۰/۹۲	۱۸۴۰-۲۳۹۲	۲/۴
سنگ‌ها	۱۸۰۰	۲۴۸۰	۰/۸۴	۲۰۸۶/۶	۲-۷
بتن	۱۰۰۰ (خرد شده)	۲۲۴۰-۲۴۰۰	۰/۷۵	۱۶۸۰-۱۸۰۰	۱/۷
گرافیت	۳۵۰۰	۲۳۰۰-۲۷۰۰	۰/۷۱	۱۶۳۳-۱۹۱۷	۸۵
کاربید سیلیکون	۲۷۳۰	۳۲۱۰	۰/۷۵	۲۴۰۷/۵	۳/۶
تاکونیت	۱۵۳۸	۳۲۰۰	۰/۸	۲۵۶۰	۱/۰-۲/۰
چدن	۱۱۵۰	۷۲۰۰	۰/۵۴	۳۸۸۸	۴۲-۵۵

۲-۵- ذرات جامد و مخلوط سیالات انتقال حرارت برای ذخیره‌سازی حرارتی

ذرات جامد مانند شن و ماسه، پر از سیال رسانای حرارتی نیز به عنوان مواد ذخیره‌ساز حرارتی پیشنهاد شده‌اند. در این حالت لوله‌هایی در بین مواد برای عبور سیالات به منظور انتقال یا جذب انرژی حرارتی تعبیه می‌شود. مخلوطی از ذرات و یک سیال رسانای حرارتی، ظرفیت ذخیره‌سازی حرارتی بالاتری خواهند داشت، زیرا مایع فضای خالی ماسه‌ها را پر می‌کند. رسانایی حرارتی مخلوط نیز می‌تواند به دلیل رسانایی حرارتی بهتر سیال نسبت به ماسه‌ها و هوای موجود در حفره‌ها، به میزان قابل توجهی بهبود یابد. رسانایی حرارتی مخلوط سیال-ماسه را می‌توان با رابطه همیلتون-کراسر^۱ (۳۱-۲) تخمین زد [۵۲].

$$k_{mix} = \frac{k_f[k_s + 2k_f - 2\phi(k_f - k_s)]}{k_s + 2k_f + \phi(k_f - k_s)} \quad ۳۱-۲$$

یا رابطه مشابه دیگر به شکل رابطه (۳۱-۲ الف) می‌باشد [۵۳].

$$k_{mix} = k_f \frac{1 + 2\beta\phi + (2\beta^3 - 0.1\beta)\phi^2 + \phi^3 0.05 \exp(4.5\beta)}{1 - \beta\phi} \quad ۳۱-۲ \text{ الف}$$

^۱ Hamilton-Crosser

که در روابط فوق، $\varepsilon = 1 - \varepsilon$ ، ε تخلخل، k_{mix} ، k_f و k_s به ترتیب رسانایی حرارتی مخلوط، سیال و ذرات جامد کلی می‌باشند. همچنین $\beta = (k_s - k_f)/(k_s + 2k_f)$ می‌باشد.

روابط قانون اختلاط برای چگالی ρ_{mix} و ظرفیت حرارتی $C_{p_{mix}}$ به صورت روابط (۳۲-۲) و (۳۳-۲) می‌باشد.

$$\rho_{mix} = \varepsilon \cdot \rho_f + \phi \rho_s \quad ۳۲-۲$$

$$C_{p_{mix}} = (\varepsilon \cdot \rho_f C_{p_f} + \phi \rho_s C_{p_s}) / (\varepsilon \cdot \rho_f + \phi \rho_s) \quad ۳۳-۲$$

با استفاده از این روابط، مشخصات مخلوط‌های ماسه-هوا و ماسه-روغن (XCEL THERM) تخمین زده شده و برای مقایسه در جدول ۱۵-۲ و جدول ۱۶-۲ آورده شده است. کاملاً واضح است که رسانایی حرارتی، چگالی و ظرفیت حرارتی ماسه-روغن همگی از ماسه-هوا بزرگتر هستند. رسانایی حرارتی ماسه-روغن سه برابر بیشتر از ماسه-هوا است. مخلوط ماسه-روغن در مقایسه با ماسه تنها، از مشخصات ترموفیزیکی بهتری برخوردار است. همان طور که در شکل ۳-۲ نشان داده شده، روغن مایع می‌تواند به دلیل عدم تطابق انبساط حرارتی، فاصله بین لوله‌های جاسازی شده و ماسه‌ها را پر کند. همچنین ممکن است روغن-ماسه یا مخلوطی از ماسه و نمک مذاب بتواند برای ذخیره‌سازی حرارتی در دمای در کنار بتن قرار گیرد تا از ترک خوردگی بتن جلوگیری شده و انتقال حرارت به خوبی انجام شود [۸].

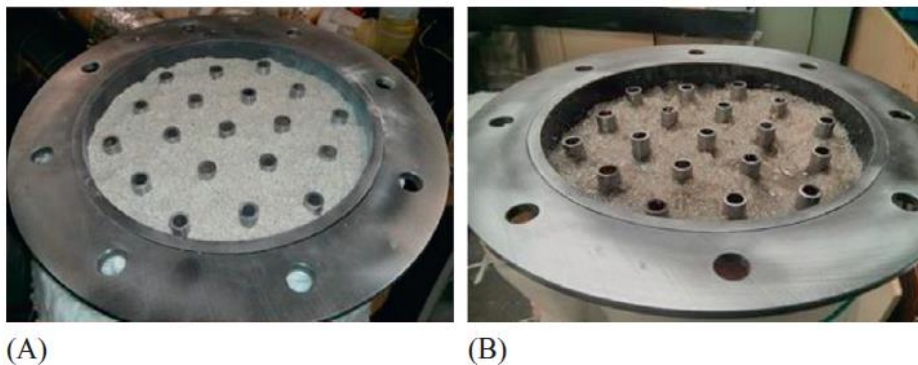


جدول ۲-۱۵: مشخصات هوا، ماسه و مخلوط ماسه-هوا

نام ماسه	$k(J)W/(m K)$	$k(s)W/(m K)$	ε	$1 - \varepsilon$	$k(mix)W/(m K)$
Silver	۰/۰۲۶	۱/۴	۰/۳۹	۰/۶۱	۰/۱۳۲
Medium	۰/۰۲۶	۱/۴	۰/۴	۰/۶	۰/۱۲۸
Filter	۰/۰۲۶	۱/۴	۰/۴۱	۰/۵۹	۰/۱۲۵
Coarse	۰/۰۲۶	۱/۴	۰/۳۸	۰/۶۲	۰/۱۳۷
نام ماسه	$\rho(l)kg/m^3$	$\rho(s)kg/m^3$	$\rho(mix)kg/m^3$		
Silver	۱/۰۶۷	۲۴۱۰	۱۴۷۰/۵۱۶		
Medium	۱/۰۶۷	۲۴۱۰	۱۴۴۶/۴۲۷		
Filter	۱/۰۶۷	۲۴۱۰	۱۴۲۲/۳۳۷		
Coarse	۱/۰۶۷	۲۴۱۰	۱۴۹۴/۶۰۵		
نام ماسه	$C_p(l)kJ/(kg K)$	$C_p(s)kJ/(kg K)$	$C_p(mix)kJ/(kg K)$		
Silver	۱/۰۰۵	۷۰۵	۷۰۴/۸۰۱		
Medium	۱/۰۰۵	۷۰۵	۷۰۴/۷۹۲		
Filter	۱/۰۰۵	۷۰۵	۷۰۴/۷۸۳		
Coarse	۱/۰۰۵	۷۰۵	۷۰۴/۸۰۹		

جدول ۲-۱۶: مشخصات روغن، ماسه و مخلوط روغن-ماسه

نام ماسه	$k(l)W/(m K)$	$k(s)W/(m K)$	ε	$1 - \varepsilon$	$k(mix)W/(m K)$
Silver	۰/۱۳۴۷	۱/۴	۰/۳۹	۰/۶۱	۰/۴۸۲
Medium	۰/۱۳۴۷	۱/۴	۰/۴	۰/۶	۰/۴۷۲
Filter	۰/۱۳۴۷	۱/۴	۰/۴۱	۰/۵۹	۰/۴۶۲
Coarse	۰/۱۳۴۷	۱/۴	۰/۳۸	۰/۶۲	۰/۴۹۳
نام ماسه	$\rho(l)kg/m^3$	$\rho(s)kg/m^3$	$\rho(mix)kg/m^3$		
Silver	۸۴۱	۲۴۱۰	۱۷۹۸/۰۹۰		
Medium	۸۴۱	۲۴۱۰	۱۷۸۲/۴۰۰		
Filter	۸۴۱	۲۴۱۰	۱۷۶۶/۷۱۰		
Coarse	۸۴۱	۲۴۱۰	۱۸۱۳/۷۸۰		
نام ماسه	$C_p(l)kJ/(kg K)$	$C_p(s)kJ/(kg K)$	$C_p(mix)kJ/(kg K)$		
Silver	۲۰۵۰	۷۰۵	۹۵۰/۳۴۲		
Medium	۲۰۵۰	۷۰۵	۹۵۸/۸۴۸		
Filter	۲۰۵۰	۷۰۵	۹۶۷/۵۰۵		
Coarse	۲۰۵۰	۷۰۵	۹۴۱/۹۸۳		



شکل ۳-۲: مخزن ذخیره‌سازی حرارتی آکنده با ماسه و ماسه‌های اشباع شده با روغن، (A) ماسه Coarse و (B) ماسه Coarse اشباع شده با روغن.

۲-۶- مواد تغییر فاز دهنده برای ذخیره‌سازی حرارتی نهان

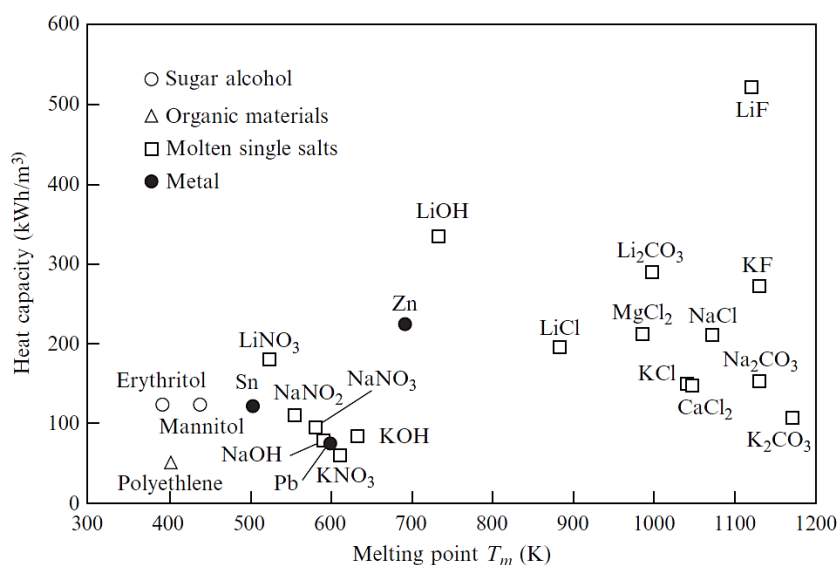
به موادی که قادر به ذخیره انرژی حرارتی در طی فرایند تغییر فاز باشند، PCM گفته می‌شود. از آنجا که ذخیره گرمای نهان بسیار بزرگتر از گرمای محسوس است، ذخیره حرارتی PCM دارای چگالی انرژی بسیار بالاتری است. انواع مختلفی از PCM برای استفاده در ذخیره‌ساز حرارتی ارائه شده‌اند. این مواد شامل ترکیبات ارگانیک، نمک‌ها و فلزات غیرارگانیک و نمک‌ها یا فلزات یوتکتیک به صورت مناسب می‌باشند. در شکل ۲-۴ یک دسته‌بندی برای PCM آورده شده است. PCM‌های حاصل از ترکیبات ارگانیک شامل موم‌های پارافین، استرها، اسیدها و الکل‌ها هستند، PCM‌های غیرارگانیک شامل نمک‌ها، هیدرات‌های نمک، یوتکتیک نمک‌های غیرارگانیک و فلزات و یوتکتیک آنها هستند. PCM‌های حاصل از ترکیبات ارگانیک به طور کلی دارای نقطه ذوب کم هستند و فقط می‌توانند برای ذخیره‌سازی حرارتی در دمای اتاق استفاده شوند. برای ذخیره‌سازی حرارتی در دمای بالا، نمک‌های مذاب به صورت گسترده مورد توجه قرار گرفتند. از آنجا که فلزات و آلیاژهای مذاب به صورت HTF در نیروگاه‌های هسته‌ای در نظر گرفته می‌شوند، آنها به صورت HTF‌های احتمالی و همچنین PCM برای ذخیره انرژی حرارتی قابل استفاده خواهند بود [۲].



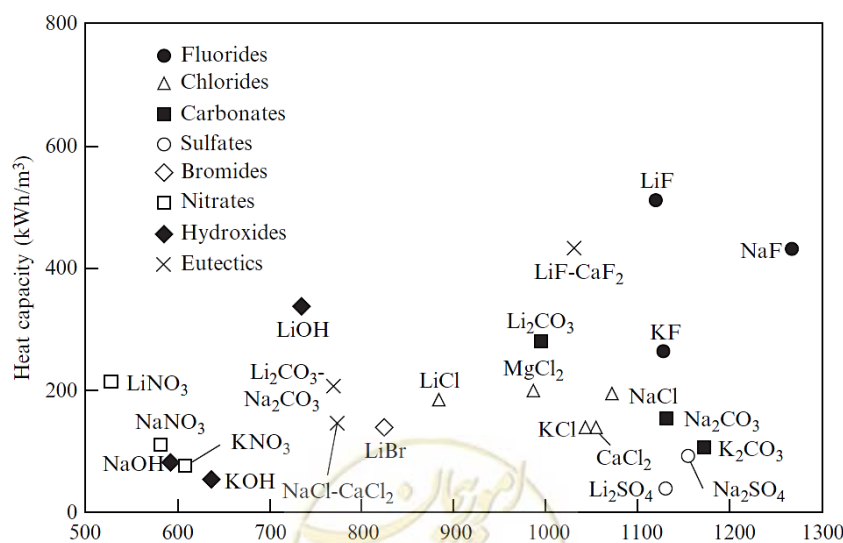
شکل ۲-۴: دسته‌بندی مواد تغییر فاز

از نظر دمای کار، هوشی^۱ و همکاران PCM ها با نقاط ذوب زیر 220°C را به عنوان مواد دماپایین، دمای ذوب تا 420°C را به عنوان مواد دما متوسط و نقاط ذوب بیشتر از 420°C را به عنوان مواد با درجه حرارت بالا برای CSP های مناسب ذخیره‌سازی حرارتی طبقه‌بندی نمودند [۵۴].

حاصل‌ضرب چگالی و گرمای نهان PCM، ظرفیت ذخیره انرژی در طی فرایند انتقال فاز می‌باشد. هوشی و همکاران برخی از داده‌ها را برای ظرفیت ذخیره انرژی گرمایی نهان PCM ها برای مواد مختلف (تنها یا مخلوط یوتکتیک) با نقاط ذوب در محدوده 300 K تا 1200 K جمع‌آوری نمودند که در شکل ۲-۵ و شکل ۲-۶ آورده شده است [۵۴]. مشاهده می‌شود که نقطه ذوب یک ماده تنها، به ترتیب نیترات، کلرید، کربنات و فلوراید افزایش می‌یابد.



شکل ۲-۵: ظرفیت ذخیره‌سازی حرارتی گرمای نهان PCM های مختلف.



شکل ۲-۶: ظرفیت ذخیره‌سازی حرارتی گرمای نهان PCM های نمک مذاب مختلف

^۱ Hoshi

برخی از اطلاعات دقیق PCM های بررسی شده در جدول ۱۷-۲ تا جدول ۱۹-۲ آورده شده است. جدول ۱۷-۲ نشان می‌دهد که $LiCl - LiOH (wt37\% - wt67\%)$ بیشترین چگالی انرژی را در تغییر فاز خود در بین هفت نوع مختلف PCM دارد. در جدول ۱۸-۲، دمای ذوب PCM های ذخیره‌ساز حرارتی از $220^\circ C$ تا $400^\circ C$ است که با دمای عملکرد چرخه رنکین^۱ بخار مطابقت دارد. بدیهی است که KNO_3 , $NaOH$, $NaNO_3$, $NaCl - KCl (58:42\%wt)$ و KOH همه کاندیداهای خوبی برای ذخیره انرژی حرارتی گرمای نهان می‌باشند. جدول ۱۹-۲ برخی از PCM های مناسب برای کاربردهای دمای بالاتر را که برای راندمان حرارتی بالاتر در سیستم CSP مورد نیاز است، نشان می‌دهد. به عنوان مثال، $NaF - MgF_2 (75:25\%wt)$ دمای ذوب $650^\circ C$ دارد که برای کاربردهای ذخیره انرژی حرارتی گرمای نهان با دما بالا مناسب می‌باشد.

جدول ۱۷-۲: PCM های غیرارگانیک با دمای ذوب بین $100^\circ C$ تا $280^\circ C$

ترکیب (wt%)	نقطه ذوب ($^\circ C$)	گرمای نهان (KJ/kg)	چگالی (kg/m^3)	چگالی انرژی (kJ/m^3)	رسانایی حرارتی ($W/m K$)
$MgCl_2 \cdot 6H_2O$ [۵۵-۵۸]	۱۱۷	۱۶۸/۶	۱۴۵۰ (مایع، $120^\circ C$) ۱۵۶۹ (جامد، $20^\circ C$)	۲۴۴۴۷۰ (مایع، $120^\circ C$) ۲۶۴۵۳۳ (جامد، $20^\circ C$)	۰/۵۷۰ (مایع، $120^\circ C$) /۶۹۴ (جامد، $90^\circ C$)
$NaNO_3 - KNO_3 (50:50\%)$ [۵۷ و ۵۹]	۲۲۰	۱۰۰/۷	۱۹۲۰	۱۹۳۳۴۴	۰/۵۶
$KCl - ZnCl_2 (68.1:31.9\%)$ [۵۷-۵۸]	۲۳۵	۱۹۸	۲۴۸۰	۴۹۱۰۴۰	۰/۸
$LiCl - LiOH (37:67\%)$ [۵۵-۵۶]	۲۶۲	۴۸۵	۱۵۵۰	۷۵۱۷۵۰	۱/۱۰

^۱ Rankine Cycle

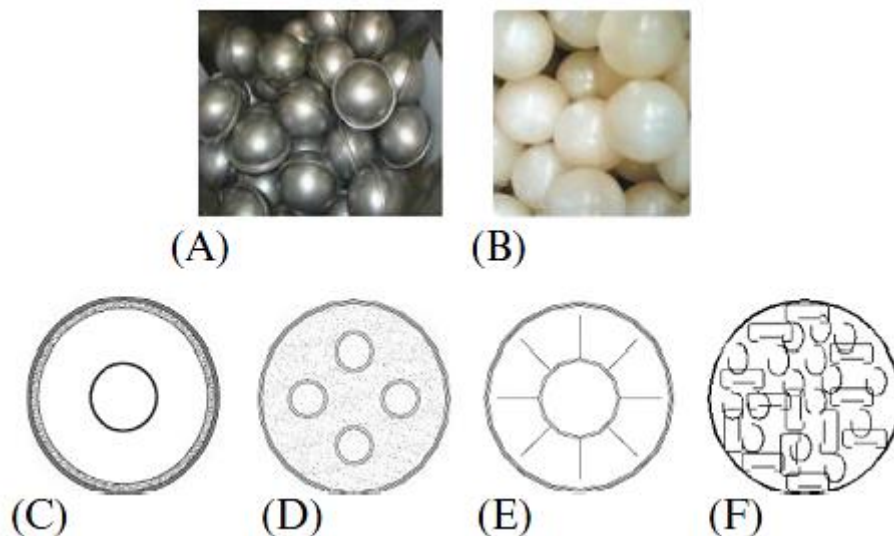
جدول ۲-۱۸: PCM های غیرارگانیک با دمای ذوب بین ۲۸۰ °K تا ۴۰۰ °K

ترکیب (wt%)	نقطه ذوب (°C)	گرمای نهان (Kj/kg)	چگالی (kg/m ³)	چگالی انرژی (kJ/m ³)	رسانایی حرارتی (W/m K)
ZnCl ₂ [۵۷ و ۵۹]	۲۸۰	۷۵	۲۹۰۷	۲۱۸۰۲۵	۰/۵
NaNO ₃ [۵۷ و ۵۹]	۳۰۸	۱۹۹	۲۲۵۷	۴۴۹۱۴۳	۰/۵
NaOH [۵۷ و ۵۹]	۳۱۸	۱۶۵	۲۱۰۰	۳۴۶۵۰۰	۰/۹۲
KNO ₃ [۵۷ و ۵۹]	۳۳۶	۱۱۶	۲۱۱۰	۲۴۴۷۶۰	۰/۵
NaCl – KI(58: 42%) [۵۷ و ۵۹]	۳۶۰	۱۱۹	۲۰۸۴/۴	۲۴۸۰۴۴	۰/۴۸
KOH [۵۷ و ۵۹]	۳۸۰	۱۴۹/۷	۲۰۴۴	۳۰۵۹۸۷	۰/۵

جدول ۲-۱۹: PCM های غیرارگانیک با دمای ذوب بیشتر از ۴۰۰ °K

ترکیب (wt%)	نقطه ذوب (°C)	گرمای نهان (Kj/kg)	چگالی (kg/m ³)	چگالی انرژی (kJ/m ³)	رسانایی حرارتی (W/m K)
MgCl ₂ – NaCl(38.5: 61.5%) [۶۰-۶۲]	۴۳۵	۳۵۱	۲۴۸۰	۸۷۰۴۸۰	N/A
Na ₂ CO ₃ – Li ₂ CO ₃ (56: 44%) [۶۲-۶۳]	۴۹۶	۳۷۰	۲۳۲۰	۸۵۸۴۰۰	۲/۰۹
NaF – MgF ₂ (75: 25%) [۶۲-۶۳]	۶۵۰	۸۶۰	۲۸۲۰	۲۴۲۵۲۰۰	۱/۱۵
MgCl ₂ [۵۹]	۷۱۴	۴۵۲	۲۱۴۰	۹۶۷۲۸۰	N/A
LiF – CaF ₂ (80.5: 19.5%) [۶۲ و ۶۴]	۷۶۷	۸۱۶	۲۳۹۰	۱۹۵۰۲۴۰	۱/۷۰ (مایع) ۳/۸۰ (جامد)
NaCl [۶۲ و ۶۵]	۸۰۰	۴۹۲	۲۱۶۰	۱۰۶۲۷۲۰	۵/۰
Na ₂ CO ₃ [۶۲ و ۶۴]	۸۵۴	۲۷۵/۷	۲۵۳۳	۶۹۸۳۴۸	۲/۰
K ₂ CO ₃ [۶۲ و ۶۵]	۸۹۷	۲۳۵/۸	۲۲۹۰	۵۳۹۹۸۲	۲/۰

همان طور که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است، دو روش آکنده‌سازی (فشرده‌سازی) PCM در یک محفظه ذخیره حرارت وجود دارد. در یکی از آنها PCM در کپسول‌های کوچک کروی محصور شده و یک بستر آکنده از کپسول‌ها در یک مخزن ذخیره‌سازی شکل گرفته است. در این روش، HTF از طریق بستر آکنده جریان می‌یابد. روش دیگر این است که PCM به صورت مستقیم در یک مخزن آکنده شود و لوله‌های تعبیه شده در PCM دارای جریان سیال باشند تا انرژی حرارتی را به PCM تحویل دهند یا از آن خارج نمایند. رویکرد اول دارای انتقال حرارت موثر است اما اغلب تکنیک‌های کپسوله‌سازی با چالش همراه است. در روش دوم، آکنده نمودن PCM آسان است اما عملکرد پایین انتقال حرارت از معایب آن است. اگر PCM در تعداد زیادی کپسول کروی یا استوانه‌ای محصور شود، سطح انتقال حرارت PCM به طور چشمگیری افزایش می‌یابد و تا وقتی که HTF از طریق بستر آکنده کپسول جریان می‌یابد انتقال حرارت بسیار بهتری را ارائه نماید. گزارش شده است که PCM ذخیره شده در کپسول‌هایی با شعاع ۱۰ mm مساحت سطح بیشتر از 300 m^2 در هر مترمکعب را ارائه می‌دهد [۲]. بسته به تکنیک کپسوله‌سازی، اندازه کپسول‌ها ممکن است چند ده میلی‌متر تا زیر میلی‌متر باشد. اگر درجه حرارت بالا ملاک باشد، کپسوله‌سازی فلزی ترجیح داده می‌شود. در غیر این صورت از کپسوله‌سازی پلاستیکی معمولاً برای کاربردهای دمای پایین استفاده می‌شود، همان طور که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است.



شکل ۷-۲: طرح‌های آکنده‌سازی PCM. (A) دما بالا در پوسته‌های فلزی؛ (B) دما پایین در پوسته‌های پلاستیکی؛ (C) حلقه‌ای^۱؛ (D) تعبیه شده در لوله؛ (E) باله‌ها^۲ در PCM؛ (F) حلقه‌های فلزی در PCM.

^۱ Annulus

^۲ Fins



در آکنده‌سازی PCM، سازگاری شیمیایی یا خوردگی ظروف با پوسته‌های کپسول نیز از معیارهای مهم است. زالبا^۱ و همکاران، مزایا و معایب PCM‌های ارگانیک و غیرارگانیک را خلاصه نمودند و به این نتیجه رسیدند که PCM‌های غیرارگانیک گرمای نهان بیشتری دارند، اما مقاومت خوردگی و پایداری حرارتی آنها ضعیف‌تر است [۵۹]. PCM‌های ارگانیک دارای خوردگی بسیار کم و پایداری حرارتی/ شیمیایی بسیار بهتری هستند، اما از گرمای نهان و هدایت حرارتی بسیار کمتری برخوردار هستند.

در سال‌های اخیر، فناوری کپسوله‌سازی PCM‌ها برای ذخیره‌سازی سرد به طور قابل توجهی توسعه یافته است. به دلیل کپسوله‌سازی، سطح انتقال حرارت به طرز چشمگیری بهبود می‌یابد و بنابراین بازده ذخیره‌سازی سرد می‌تواند به اندازه کافی بالا باشد. در جدول ۲-۲۰ تا جدول ۲-۲۲ مشخصات برخی از مواد PCM با نقطه ذوب پایین آورده شده است [۶۶].

جدول ۲-۲۰: مواد PCM ارگانیک با نقطه ذوب پایین [۶۶]

نام	نقطه ذوب (°C)	گرمای مورد نیاز جهت تغییر فاز (kJ/kg)
تترادکان میکروکپسوله شده ^۲	۵/۲	۲۱۵
n-تترادکان	۵/۵	۲۱۵
پارافین C14	۵/۵	۲۲۸
فرمیک اسید	۷/۸	۲۴۷
پلی‌گلیکول ^۳ E400	۸	۹۹/۶
n-پنتادکان	۱۰	۱۹۳/۹
پارافین C15	۱۰	۲۰۵
تترابوتیل آمونیوم برومید ^۴	۱۰-۱۲	۱۹۳-۱۹۹
ایزوپروپیل پالمیتات ^۵	۱۱	۹۵-۱۰۰
ایزوپروپیل استئارات ^۶	۱۴-۱۸	۱۴۰-۱۴۲
پروپیل پالمیتات	۱۶-۱۹	۱۸۶
کاپریلیک اسید ^۷	۱۶	۱۵۰
دی‌متیل سولفوکسید	۱۶/۵	۸۵/۷

^۱ Zalba

^۲ Microencapsulated Tetradecane

^۳ Polyglycol

^۴ Tetrabutyl Ammonium Bromide

^۵ Isopropyl Palmitate

^۶ Isopropyl Stearate

^۷ Caprylic Acid



نام	نقطه ذوب ($^{\circ}\text{C}$)	گرمای مورد نیاز جهت تغییر فاز (kJ/kg)
پارافین C16	۱۶/۷	۲۳۷/۱
استیک اسید	۱۶/۷	۱۸۴
پلی‌اتیلن گلیکول	۱۷-۲۲	داده موجود نیست.
گلیسرین	۱۷/۹	۱۹۸/۷
n-هگزاکان	۱۸	۲۱۰-۲۳۶
n-هپتادکان	۱۹	۲۴۰
بوتیل استئارات	۱۹	۱۴۰-۲۰۰
دی‌متیل سباکات ^۱	۲۱	۱۲۰-۱۳۵
اکتادسیل ۳-منکاپتوپروپیل ^۲	۲۱	۱۴۳
پارافین C17	۲۱/۷	۲۱۳
پارافین C16-C18	۲۰-۲۲	۱۵۲
پارافین C13-C24	۲۲-۲۴	۱۸۹
اتیل پالمیتات	۲۳	۱۲۲
لاکتیک اسید	۲۶	۱۸۴
۱-دودکانول ^۳	۲۶	۲۰۰
اکتادسیل تیوگلیات ^۴	۲۶	۹۰
وینیل استئارات	۲۷-۲۹	۱۲۲
پارافین C18	۲۸	۲۴۴
n-اکتادکان	۲۸-۲۸/۱	۲۴۵
متیل استئارات	۲۹	۱۶۹

^۱ Dimethyl Sabacate^۲ Octadecyl 3-Mercaptopropylate^۳ 1-Dodecanol^۴ Octadecyl Thioglyate

جدول ۲-۲۱: مواد PCM غیرارگانیک با نقطه ذوب پایین

نام	نقطه ذوب ($^{\circ}\text{C}$)	گرمای مورد نیاز جهت تغییر فاز (kJ/kg)
H_2O	۰	۳۳۳
$\text{H}_2\text{O} + \text{Polyacrylamide}$	۰	۲۹۵
$\text{K}_2\text{HPO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	۴	۱۰۹
$\text{LiClO}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	۸	۱۵۵-۲۵۳
$\text{ZnCl}_2 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	۱۰	داده موجود نیست.
$\text{K}_2\text{HPO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	۱۳	داده موجود نیست.
$\text{NaOH} \cdot (3/2\text{H}_2\text{O})$	۱۵-۱۵/۴	داده موجود نیست.
NaOH	۱۶	۲۰۰
$\text{Na}_2\text{CrO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	۱۸	داده موجود نیست.
$\text{KF} \cdot 4\text{H}_2\text{O}$	۱۸/۵	۲۳۱
$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	۲۱	۱۹۸
$\text{FeBr}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	۲۱	۱۰۵
$\text{Mn}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	۲۵/۸	۱۲۵/۸
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	۲۹	۱۹۰/۸
$\text{CaCl}_2 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$	۲۹/۸	۱۷۴
$\text{LiNO}_3 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$	۳۰	۲۹۶
$\text{LiNO}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	۳۰	۱۸۹

جدول ۲-۲۲: مواد PCM تجاری با نقطه ذوب پایین

نام	نوع ماده	نقطه ذوب ($^{\circ}\text{C}$)	گرمای مورد نیاز جهت تغییر فاز (kJ/kg)
RT3	پارافین	۳	۱۹۸
RT4	پارافین	۴	۱۸۲
RT5	پارافین	۵	۱۹۸
RT6	پارافین	۶	۱۷۵
MPCM (6)	پارافین	۶	۱۵۷-۱۶۷
ClimSel C7	محلول نمک	۷	۱۳۰
E17	هیدرات نمک	۱۷	۱۴۳
E19	هیدرات نمک	۱۹	۱۴۶
RT20	پارافین	۲۰	۱۴۰
Emerest 2325	اسید چرب	۲۰	۱۳۴
Emerest 2326	اسید چرب	۲۰	۱۳۹
FMC	پارافین	۲۰-۲۳	۱۳۰
RT21	پارافین	۲۱	۱۳۴

نام	نوع ماده	نقطه ذوب ($^{\circ}\text{C}$)	گرمای مورد نیاز جهت تغییر فاز (kJ/kg)
ClimSel C21	محلول نمک	۲۱	۱۲۲
S21	هیدرات نمک	۲۱	۱۷۰
E21	هیدرات نمک	۲۱	۱۵۰
SP22 A17	مخلوط	۲۲	۱۸۰
A22	پارافین	۲۲	۱۴۵
ClimSel C23	هیدرات نمک	۲۳	۱۴۸
S23	هیدرات نمک	۲۳	۱۷۵
GM	سرامیک+پارافین	۲۳/۵-۲۴/۹	۴۱/۹
ClimSel C24	هیدرات نمک	۲۴	۲۱۶
GR25	گرانول	۲۳-۲۵	داده موجود نیست.
A24	پارافین	۲۴	۱۴۵
SP22A4	مخلوط	۲۴	۱۶۵
ClimSel C24	محلول نمک	۲۴	۱۸۰
S25	هیدرات نمک	۲۵	۱۸۰
SP25A8	مخلوط	۲۵	۱۸۰
Latest TM25T	هیدرات نمک	۲۴-۲۶	۱۷۵
RT26	پارافین	۲۴-۲۸	۱۳۱
A26	پارافین	۲۶	۱۵۰
RT27	پارافین	۲۷	۱۸۴
STL27	هیدرات نمک	۲۷	۲۱۳
S27	هیدرات نمک	۲۷	۱۸۳
Latest TM29T	هیدرات نمک	۲۸-۲۹	۱۷۵
E30	هیدرات نمک	۳۰	۲۰۱
ClimSel C32	هیدرات نمک	۳۲	۲۱۲

۷-۲- تخریب مواد ذخیره‌ساز حرارتی و خوردگی فلزات

مواد ذخیره‌ساز حرارتی (جامد یا مایع)، سیالات انتقال حرارت و سایر اجزاء یک ذخیره‌ساز حرارتی ممکن است به دلیل واکنش‌های شیمیایی ناخواسته در دمای بیش از حد بالا، فرسودگی ناشی از چرخه‌های حرارتی، مشکلات ناشی از انبساط‌های حرارتی غیریکنواخت و خوردگی مواد، تخریب شوند.

وقتی روغن‌های معدنی یا ترکیبی در دمای بیش از حد بالا قرار گیرند، از نظر شیمیایی تجزیه می‌شوند و ممکن است گازهایی آزاد کنند که موجب افزایش فشار در سیستم بسته شوند. مزیت این روغن‌ها این است که موجب خوردگی محفظه‌ها و لوله‌های فلزی نمی‌شوند.

سیالات نمک مذاب به عنوان مواد ذخیره‌ساز حرارت ممکن است واکنش‌های شیمیایی داشته باشند که دمای آنها به دلیل گرم شدن محلی، به طور تصادفی بیش از حد ایمنی باشد. به عنوان مثال، نمک انتقال حرارت HITEC از نظر حرارتی تا 454°C پایدار است؛ حداکثر درجه حرارت عملکردی توصیه شده فقط 538°C است، اگرچه می‌توان این نمک را برای مدت کوتاهی در دمای بالاتر از 550°C استفاده نمود اما هنگامی که در دمای بالاتر از 454°C در یک سیستم بسته استفاده شود، تحت یک شکست حرارتی آهسته (گرماگیر) به نیترات، اکسید فلز قلیایی و نیتروژن تجزیه می‌شود (رابطه (۳۴-۲)) [۶۷].



از دست دادن نیتريت در نمک یوتکتیک موجب افزایش نقطه انجماد می‌شود که در سیستم‌های CSP نامطلوب است. هنگامی که HITEC در سیستم باز، در تماس با هوا و در محدوده عملکردی بالاتر (بین 454°C تا 538°C) استفاده شود، نیتريت به آرامی توسط اکسیژن اتمسفر به صورت رابطه (۳۵-۲) اکسید می‌شود.



این فرایند برای سایر نمک‌های نیترات مانند KNO_3 و LiNO_2 نیز رخ می‌دهد. از بین رفتن بخش نیتريت موجب افزایش نقطه انجماد نمک خواهد شد.

سایر واکنش‌های جزئی که به تدریج موجب تغییر ترکیبات HITEC و نمک خورشیدی می‌شوند، عبارتند از:

(۱) جذب دی‌اکسید کربن برای تشکیل کربنات‌هایی که ممکن است رسوب کنند.

(۲) جذب بخار آب برای تشکیل هیدروکسیدهای فلزی قلیایی.

بنابراین، برای از بین بردن تمام این واکنش‌ها که موجب بالا رفتن نقطه انجماد می‌شوند، به طور معمول از محافظت نیتروژنی^۱ نمک‌های مذاب استفاده می‌شود.

میزان خوردگی نمک‌های HITEC در انواع مختلفی از فلزات مورد استفاده برای محفظه‌ها و لوله‌ها در جدول ۲۳-۲ آورده شده است که بر اساس داده‌های گزارش شده در مرجع [۶۷] می‌باشد. میزان خوردگی با رسیدن دما به 538°C به طرز چشمگیری افزایش می‌یابد.



^۱ Nitrogen Blanketing

جدول ۲-۲۳: میزان خوردگی HITEC در انواع مختلفی از فلزات

میزان خوردگی $\mu\text{m/year}$							فلزات
593°C	570°C		538°C	454°C	418°C	322°C	
	دوره دوم	دوره اول					
۳۰۴۸-۱۵۲۴۰	-	-	۳۰۵-۶۱۰	۹۱	-	-	Steel-open hearth (ASTM A273, A274)
-	-	-	۰	-	-	-	آلیاژ فولاد ۱۵-٪۱۶ کروم آهن فولاد ضدزنگ
-		-	۲۱۳	-	-	-	نوع 304
-		-	۱۸۲۹	-	-	-	نوع 304 L
-	۱۹۵	۳۳۵	-	۰	۳	۶	نوع 309 (بازپخت شده)
-	۲۸۷	۴۷۵	-	-	-	-	نوع 309 Cb
-	۲۳۵	۳۵۷	-	-	-	-	نوع 310
-	-	-	۰	-	-	-	نوع 316
-	۱۷۱	۳۳۸	-	-	-	-	نوع 321
-	۲۰۷	۳۳۲	۱۲۲	-	-	-	نوع 347
-	۲۱۹	۴۴۵	-	-	-	-	نوع 446
-	۲۶۰	۴۴۶	۰	-	-	-	اینکونل ^۱
-	۱۸۰	۲۹۶	-	-	-	-	کارپنتر ^۲ 20
-	-	-	-	-	۱	۳۴	هستلوی ^۳ B

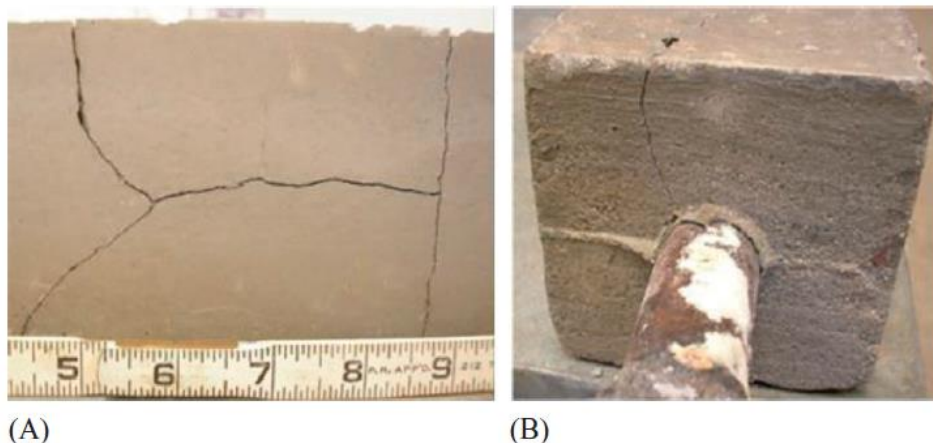
^۱ Inconel^۲ Carpenter 20^۳ Hastelloy B

میزان خوردگی $\mu m/year$							فلزات
$593^{\circ}C$	$570^{\circ}C$		$538^{\circ}C$	$454^{\circ}C$	$418^{\circ}C$	$322^{\circ}C$	
	دوره دوم	دوره اول					
-	-	-	۳۰	-	-	-	مونل (Monel)
-	-	-	-	۳۰	۲۴	۱۸	برنز
-	-	-	-	۳۰	۱۵	۱۸	Phosphonized Admiralty
-	-	-	۹۱۴۴	-	-	-	مس
۷۶۲	-	-	-	-	-	-	نیکل



برای نمک‌های کلرید مذاب، آلودگی آب و اکسیژن یک مسئله مهم است. وقتی آب با $ZnCl_2$ یا $MgCl_2$ واکنش دهد، گاز HCL تولید می‌شود که موجب خوردگی فلزات می‌شود. از آنجایی که از نمک‌های کلرید برای دمای بالاتر از 800°C استفاده شوند، فقط آلیاژهای دما بالای پایه نیکل مانند هستولی و هاینس^۱ فلزات مناسبی برای مقاومت در برابر خوردگی هستند.

همان طور که در شکل ۸-۲ نشان داده شده است، مشکل معمول در مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد مانند بتن ترک‌خوردگی است. این ترک‌ها به دلیل فشار رطوبت ایجاد شده در هنگام گرم شدن بتن یا عدم تطابق انبساط حرارتی بتن و لوله‌های فلزی در چرخه‌های حرارتی شارژ و تخلیه ایجاد می‌شوند که نتیجه آن کاهش قابل توجهی در رسانایی حرارتی مواد و کاهش بازده حرارتی سیستم است. پر کردن مایع رسانای حرارتی در ترک‌ها یا ایجاد فضا برای انبساط حرارتی بین لوله‌های فلزی و مواد بتنی می‌تواند راه‌حل مناسبی باشد.



شکل ۸-۲: ترک‌خوردگی بتن در اثر چرخه‌های حرارتی؛ (A) ترک داخل بتن؛ (B) ترک بین لوله‌های سیال و بتن.

انباشتگی کرنش حرارتی^۲ موضوعی است که در سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی که در آنها از بسترهای آکنده سنگریزه یا ذرات (مانند سنگ، شن و غیره) استفاده می‌شود رخ می‌دهد [۶۸]. این مساله در اثر پدیده‌ای ایجاد می‌شود که در آن دیوار مخزن بستر آکنده برای ذخیره‌سازی حرارتی بیشتر از ماده آکنده در هنگام گرم شدن منبسط می‌شود. این انبساط نامناسب ممکن است موجب ایجاد شکاف بین دیواره مخزن و مواد بستر آکنده شود. همچنین ممکن است منجر به سقوط برخی از سنگ‌ها/ذرات در شکاف بین دیواره مخزن و ذرات/سنگ‌های آکنده شده اولیه شود که در نتیجه آن دیواره مخزن در هنگام خنک شدن نمی‌تواند به قطر اصلی منقبض شود. پیشرفت این فرایند در چرخه حرارتی

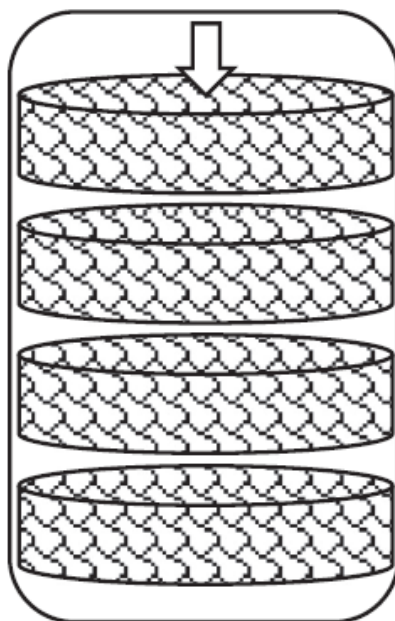


^۱ Haynes

^۲ Thermal Ratcheting

موجب بزرگ و بزرگ‌تر شدن قطر مخزن و ایجاد تنش بیشتر می‌شود که در نهایت منجر به خرابی فاجعه‌بار دیواره خواهد شد.

یک راه حل برای جلوگیری از انباشتگی کرنش حرارتی داشتن یک طرح آکنده‌سازی مناسب برای ذرات جامد یا سنگ‌های موجود در بستر آکنده می‌باشد. به عنوان مثال در شکل ۹-۲، کل بستر آکنده به چند ناحیه تقسیم شده و هر ناحیه در یک ارتفاع کم با سنگ‌ها یا ذرات محدود شده در قاب^۱، فشرده شده است و بنابراین احتمال سقوط سنگ‌ها در شکاف بین دیوار مخزن و بستر آکنده کمتر است.



شکل ۹-۲: مواد جامد آکنده شده (فشرده شده) در نواحی جداگانه قاب در یک مخزن

۸-۲- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه انتخاب مواد در ذخیره‌سازهای حرارتی مورد بررسی قرار گرفتند. مواد ذخیره‌ساز حرارتی به سه دسته سیالات، جامدات و مواد تغییر فاز تقسیم می‌شوند که در بخش‌های جداگانه بررسی و معرفی شدند. در ادامه نیز عوامل ایجاد خرابی در مواد ذخیره‌ساز حرارتی معرفی شد و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت.



^۱ Frame-Restricted

فصل ۳

**مدل‌های ریاضی و روش‌های عددی
برای فرایندهای ذخیره‌سازی حرارتی**



مقدمه

در این فصل اطلاعات مرتبط با مدل‌های ریاضی برای ذخیره‌ساز حرارتی فراهم می‌شود. این مدل‌سازی در واقع شناخت روابط برای "حجم‌های کنترل"^۱ در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی در هنگام شارژ یا تخلیه حرارتی، تصمیم‌گیری در مورد شرایط مرزی معادلات حاکم و کشف کارآمدترین روش ریاضی برای حل معادلات حاکم به طوری که درجه حرارت سیال و واسط جامد را می‌توان در هر مکان از مخزن و در هر زمان تعیین نمود، می‌باشد. این مدل‌ها چندین پیکربندی سیستم ذخیره‌ساز حرارتی مانند ذخیره‌ساز حرارتی با یک سیال، ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو واسط (سیال و بستر آکنده) و ذخیره‌ساز حرارتی نهان مبتنی بر PCM را شامل می‌شوند. در ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو واسط، هر دو ساختار بستر آکنده با ذرات جامد و جامد یکپارچه با لوله‌های سیال که از آن عبور می‌کنند، در نظر گرفته شده و مورد بحث قرار خواهند گرفت. انتقال حرارت گذرا در یک بستر آکنده معمولاً در جهت شعاعی یک مخزن ذخیره، یکنواخت فرض می‌شود و بنابراین روابط حاکم بر آن یک یا دو بعدی فرض می‌شود. برای تجزیه و تحلیل مناسب با قابلیت استفاده در طراحی، مدل‌های توصیف شده از یک بعدی شروع می‌شوند که دقت لازم را ندارند و در نهایت مدل‌های سه‌بعدی که مدل‌های کاملی هستند بررسی می‌شوند.

۱-۳- علائم و اختصارات

علائم و اختصارات مورد استفاده در این فصل در جدول ۱-۳ فراهم شده است.

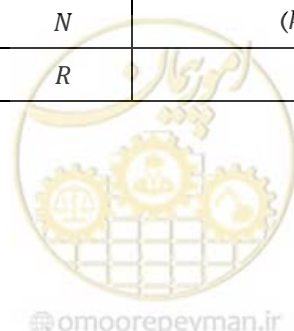
جدول ۱-۳: فهرست علائم و اختصارات [۲]

علائم	مفهوم	علامت	مفهوم
a_f	سطح مقطع مخزن ذخیره (m^2)	Bi	عدد بیو ^۲ ($= L_p h / k_s$)
C	ظرفیت حرارتی ($J/kg^\circ C$)	d_r	قطر نامی یک ذره پرکننده (سنگ) (m)
$\bar{h}$	آنتالپی (J/kg)	H	ضریب انتقال حرارت ($W/m^2^\circ C$)
h_{eff}	ضریب انتقال حرارت موثر ($W/m^2^\circ C$)	H	طول یا ارتفاع مخزن ذخیره (m)
H_{CR}	یک پارامتر بدون بعد، رابطه (۱۲-۳)	k	رسانایی حرارتی ($W/m^\circ C$)
L	گرمای نهان تغییر فاز ذخیره‌ساز PCM	L_p	طول مشخصه ذرات برای عدد بیو
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)	N	تعداد لوله‌ها برای HTF در مخزن ذخیره‌ساز
Pr	عدد پراوندل ^۳	R	شعاع مخزن ذخیره (m)

^۱ Control Volumes

^۲ Biot Number

^۳ Prandtl Number



علامت	مفهوم	علامت	مفهوم
Re	عدد رینولدز اصلاح شده برای واسط متخلخل	S_s	مساحت سطح مواد پر کننده در واحد طول مخزن ذخیره (m)
t	زمان (s)	T	دما ($^{\circ}C$)
T_H	دمای بالای سیال از بخش خورشیدی ($^{\circ}C$)	T_L	دمای پایین سیال از نیروگاه ($^{\circ}C$)
U	سرعت سیال در جهت محوری در مخزن ذخیره (m/s)، رابطه (۳-۴)	V	حجم (m^3)
V_f	حجم سیال بر واحد طول مخزن ذخیره (m^2)	V_s	حجم مواد پر کننده بر واحد طول مخزن ذخیره (m^2)
Z	موقعیت یک عنصر سیال در امتداد محور مخزن (m)	ε	تخلخل بستر آکنده در یک مخزن ذخیره‌سازی
η_s	بهره‌وری ذخیره‌ساز حرارتی	η_s	آنتالپی بدون بعد PCM کپسوله شده
ν	ویسکوزیته سینماتیک ^۱ (m^2/s)	Π	زمان شارژ یا تخلیه بدون بعد
τ_r	پارامتر بدون بعد، رابطه (۳-۹)	P	چگالی (kg/m^3)
Θ	دمای بدون بعد	$\square$	نقاط شبکه عددی
علائم مشترک استفاده شده			
c	فرایند شارژ انرژی	d	فرایند تخلیه انرژی
f	سیال حرارتی	$final$	دمای تعادل بعد از هر بار شارژ و تخلیه
ref	یک مقدار مرجع موردنیاز	s	مواد پرکننده(سنگ)، ماده ذخیره‌ساز حرارتی اولیه
Z	موقعیت در امتداد محور مخزن	$*$	مقادیر بدون بعد

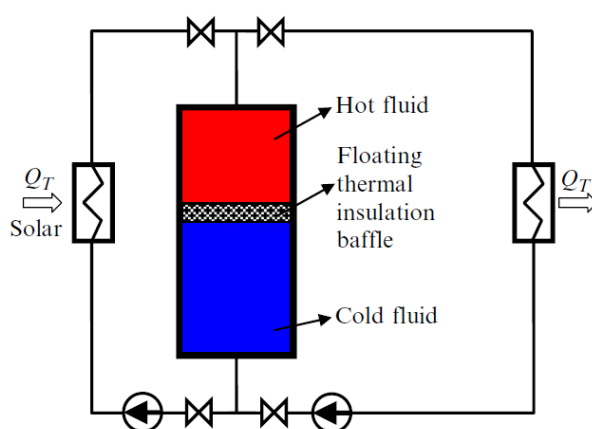
۳-۲- ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل تنها با استفاده از مایع

در یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل، سیال انتقال حرارت (HTF) با درجه حرارت بالا ذخیره می‌شود و هنگامی که از آن خارج می‌شود نباید کاهش دما داشته باشد. چنین سیستمی ایجاب می‌کند که وقتی HTF در مخزن ذخیره یا از آن خارج می‌شود، هیچ گونه اتلاف حرارت و انتقال حرارت وجود نداشته باشد.

با توجه به حفظ کامل عایق حرارتی، سیستم ذخیره‌ساز دو مخزن HTF در شکل ۱-۱ می‌تواند مانند یک سیستم ذخیره‌ساز انرژی حرارتی ایده‌آل عمل نماید. همان طور که در فصل‌های قبل ذکر گردید یک سیستم ذخیره‌ساز دو مخزنی می‌تواند با یک سیستم ذخیره‌ساز تک مخزنی جایگزین شود (شکل ۱-۲)، که در آن یک طبقه‌بندی سیال (گرم

^۱ Kinematic Viscosity

بالای سرد) یا یک مکانیزم ترموکلاین باید حفظ شود. با این حال، حتی اگر ترموکلاین نیز حفظ شود، رسانایی گرمایی بین مایع سرد و گرم ممکن است موجب افت دما در سیال گرم شود که در این صورت ذخیره‌سازی حرارتی ایده‌آل نمی‌باشد. اصلاحاتی که توسط نویسندگان مرجع [۶۹] ارائه شده موجب گردیده از یک مانع عایق حرارتی در مخزن منفرد استفاده شود تا مایع گرم از مایع سرد جدا شود، همان طور که در شکل ۱-۳ نشان داده شده است. در این سیستم اگر مانع عایق حرارتی شناور از انتقال گرما از سیال گرم به سیال سرد جلوگیری نماید، می‌توان به عملکرد ذخیره‌سازی حرارتی ایده‌آل دست یافت. با توجه به کاهش هزینه و عملکرد ذخیره انرژی، مخزن منفرد با مانع عایق حرارتی شناور یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل است.



شکل ۱-۳: تصویر شماتیک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل با یک مخزن

در حالی که از نظر فیزیکی یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل دارای ویژگی‌های کاملاً مشخصی است، از نظر ریاضی باید این سیستم را به صورتی توصیف کرد که دارای راندمان ذخیره انرژی ۱ باشد. با توجه به این موضوع، تعریف زیر از بهره‌وری تحویل انرژی حرارتی برای سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی پذیرفته شده است (رابطه ۱-۳) [۲].

$$\eta = \frac{\int_0^{t_{ref, discharge}} [T_{f(z=H,t)} - T_L] dt}{(T_H - T_L) \cdot t_{ref, discharge}} \quad ۱-۳$$

در رابطه فوق، z مختصات عمودی مخزن و H ارتفاع مخزن است. در این تعریف فرض شده است که ظرفیت حرارتی متوسط (C_p) و سرعت جریان جرمی HTF برای فرایندهای شارژ و تخلیه یکسان است. انتگرال صورت کسر رابطه (۱-۳)، تخلیه انرژی در یک فرایند واقعی است و مخرج تخلیه انرژی ایده‌آل است.

برای سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل، فرض بر این است که دمای سیال گرم در یک فرایند شارژ در مقدار T_H ثابت نگه داشته می‌شود و در فرایند تخلیه، سیال تخلیه شده دمای ثابت T_H را نیز حفظ می‌کند. پس از آزادسازی حرارت در یک مبدل حرارتی، سیال به پایین مخزن ذخیره با دمای ثابت T_L بر می‌گردد. برای جایگزینی شرایط مذکور مرتبط با

سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل در رابطه (۳-۱)، دمای سیال $T_{f(z=H,t)}$ در حین فرایند تخلیه در دوره زمانی ۰ تا $t_{ref,discharge}$ باید برابر با دمای بالا (T_H) باشد. این کار موجب می‌شود که راندمان تحویل انرژی برای سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل برابر با $\eta = 1.0$ باشد.

در یک سیستم ذخیره‌ساز انرژی حرارتی واقعی، مانند سیستم نشان داده شده در شکل ۱-۳، به راحتی می‌توان دریافت که وقتی سیال سرد از پایین به مخزن پمپ می‌شود، گرما را از مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد می‌گیرد و وقتی از مخزن خارج می‌شود گرم می‌باشد. با این حال، ممکن است بعد از مدت مشخصی، مایع سردی که به داخل مخزن می‌رود قبل از اینکه از بالای مخزن خارج شود، به اندازه کافی گرم نشود. متأسفانه این کاهش دما به دلیل انتقال حرارت بین ماده ذخیره‌ساز حرارتی جامد و HTF اجتناب‌ناپذیر است حتی اگر در ابتدا مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد کاملاً شارژ شده باشند یا دمای آنها دقیقاً برابر با T_H باشد.

با توجه به نیاز به HTF در نیروگاه، همیشه مهم است که در طول مدت زمان مورد نیاز تخلیه $t_{ref,discharge}$ دمای HTF از دمای سیال ذخیره شده کمتر نباشد یا حداقل کاهش را داشته باشد. به منظور تأمین این نیاز در سیستم ذخیره‌ساز حرارتی، ابتدا باید مقدار کافی انرژی (بیش از مقدار ایده‌آل) در مخزن ذخیره شود. این الزام به یک مخزن ذخیره با ظرفیت ذخیره انرژی گرمایی به اندازه کافی بزرگ و همچنین زمان شارژ به مقدار کافی طولانی نیاز دارد که اجازه دهد گرما به مخزن شارژ شود. این الزامات به صورت رابطه ریاضی (۳-۲) بیان می‌شوند [۲].

$$\{[\rho_s C_s (1 - \varepsilon) + \rho_f C_f \varepsilon] V_{real}\} > [\rho_f C_f] V_{ideal} \quad ۲-۳$$

در واقعیت مهندسی، لازم است که حجم واقعی ذخیره‌ساز حرارتی (V_{real}) مشخص باشد و اینکه اگر دوره عملکرد یک نیروگاه $t_{ref,discharge}$ فرض می‌شود، چه مدت زمان برای شارژ لازم است. این مساله باید از طریق تجزیه و تحلیل ریاضی حل شود.

در ادامه مدل‌سازی انتقال حرارتی و انتقال انرژی بین مواد ذخیره‌ساز حرارتی خورشیدی و HTF ارائه شده است. هدف از این مدل‌سازی، محاسبه اندازه مخزن ذخیره‌سازی و مدت زمان موردنیاز برای شارژ مخزن برای دوره بعد از تخلیه حرارت از سیستم است که در آن شرط حداقل کاهش دما یا بدون کاهش دما حفظ شود.

۳-۳- مدل یک بعدی برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس بستر آکنده با دو واسط

در فصل اول، انواع سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی مورد بحث قرار گرفت. ایده علمی سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین، با یک واسط و یک HTF، رسوب انرژی گرمایی از HTF با دمای بیشتر است. انرژی حرارتی ذخیره شده با عبور یک HTF خنک کننده از سیستم ذخیره‌ساز بازیابی می‌شود. انتقال حرارت شامل همرفت درون HTF و رسانایی در واسط ذخیره‌سازی است. این در واقع یک مشکل انتقال حرارت مزدوج است. همرفت و رسانایی باید به طور همزمان حل

شوند. آنها از طریق تطابق واسط دما و شار حرارت کوپل می‌شوند. از طرف دیگر، جریان سیال نباید هیچ لغزش و شرایط نفوذ در واسط را فراهم کند. علاوه بر این بسته به شرایط، شرایط مرزی در مرز فیزیکی بیرونی باید اعمال شود. حل عددی مدل ریاضی برای انتقال حرارت مزدوج می‌تواند بسیار وقت‌گیر باشد. برای کاهش زمان محاسبات، ساده‌سازی انجام می‌شود. علاوه بر این، مدل‌های ساده شده امکان مطالعات دقیق پارامتری را فراهم می‌نمایند. از آنجا که زمان محاسبات کوتاه است، می‌توان از آن به عنوان یک ابزار طراحی سریع و دقیق استفاده نمود. در این بخش، یک مدل یک بعدی برای سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاین با بستر آکنده برای ذخیره گرمای محسوس ارائه شده است. انتقال حرارت بین بستر آکنده و HTF توسط قانون سرد شدن نیوتون^۱ مدل‌سازی می‌شود [۲].

شکل ۲-۳ نمودار شماتیک مدل ذخیره‌ساز گرمای محسوس یک بعدی را نشان می‌دهد. حجم کنترل دیفرانسیلی ضخامت dz در بستر آکنده انتخاب می‌شود. جهت سهولت در تحلیل، جهت مثبت مختصات z در جهت جریان سیال فرض می‌شود. در فرایند شارژ انرژی، سیال گرم از بالا به درون مخزن جریان می‌یابد و بنابراین $z = 0$ در بالای مخزن قرار دارد. در طی فرایند تخلیه گرما، سیال سرد از پایین به مخزن وارد می‌شود تا از مواد جامد گرما بگیرد و این موجب می‌شود که $z = 0$ در قسمت پایین مخزن باشد.

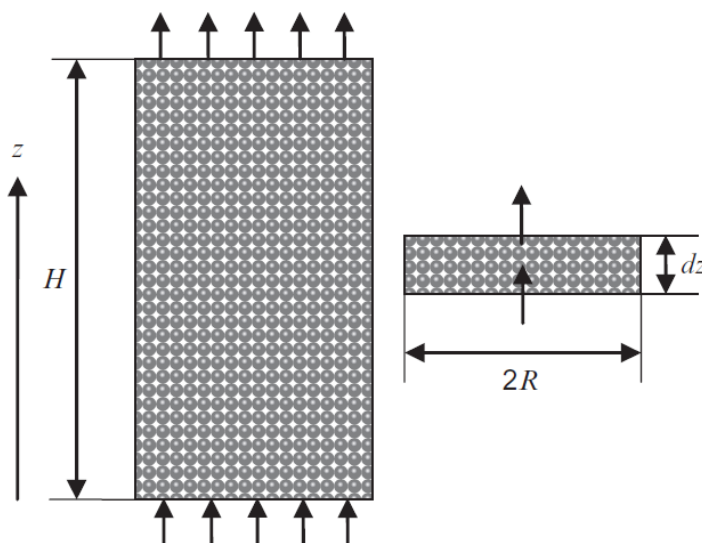
فرضیه‌های ذیل برای ساده‌سازی تحلیل انتقال حرارت بین HTF و مواد آکنده جامد ارائه شده است:

۱. توزیع شعاعی یکنواخت جریان سیال و مواد پرکننده در سراسر مخزن ذخیره وجود دارد. این شرایط این امکان را فراهم می‌کند تا مدل فقط در جهت z و یک بعدی باشد.
۲. ذرات مواد پرکننده فقط تماس نقطه‌ای دارند و بنابراین رسانایی حرارتی بین مواد پرکننده بسیار ناچیز است.
۳. رسانایی حرارتی در جهت محوری در سیال در مقایسه با انتقال گرمای همرفتی ناچیز است.
۴. روش ظرفیت حرارتی یکپارچه^۲ به رسانایی حرارتی گذرا در ماده پرکننده اعمال می‌شود (قطر نامی ذرات ۵-۱۰ Cm است). در صورت نامناسب بودن این روش به دلیل بزرگ بودن ماده پرکننده جامد، از یک روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده استفاده می‌شود که ضریب انتقال حرارت اصلاح شده را برای انتقال حرارت همرفتی بین سیال و ماده پرکننده جامد فراهم می‌کند.
۵. در این حالت تلفات گرما از مخزن ذخیره به اطراف وجود ندارد. این فرض هم در مورد فرایندهای شارژ و تخلیه انرژی و هم در زمان استراحت بین شارژ و تخلیه اعمال می‌شود.



^۱ Newton's Cooling Law

^۲ Lumped Heat Capacitance Method



شکل ۳-۲: شماتیک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی با بستر آکنده و حجم کنترل برای تجزیه و تحلیل

فرض (۳) زمانی درست است که عدد پکله^۱ ($RePr$) در HTF به اندازه کافی بزرگ باشد، که برای اکثر کاربردهای ذخیره‌ساز حرارتی مناسب است [۴۹]. فرض (۴) زمانی معتبر است که عدد بیو (hL_p/k_s) برای ماده ذخیره‌ساز حرارتی به اندازه کافی کوچک باشد [۴۷]. اگر عدد بیو بزرگ باشد، تصحیح انتقال حرارت با توجه به اثرات گرادیان دمای داخلی در ماده پرکننده در نظر گرفته می‌شود. اتلاف گرما از مخزن ذخیره حرارت اجتناب‌ناپذیر است و همچنین باید مورد توجه قرار گیرد [۷۰]. با این حال، از نظر طراحی، ابتدا باید در مورد ابعاد مخزن ذخیره‌سازی تصمیم‌گیری شود تا میزان اتلاف حرارت مشخص گردد. برای جبران اتلاف حرارت از مخزن، یک مخزن ذخیره حرارت با حجم بیشتر و یک دوره شارژ حرارتی طولانی‌تر ممکن است در نظر گرفته شود. یک روش ساده برای تصحیح این طرح، افزایش زمان شارژ حرارتی و اندازه مخزن با فاکتوری است که برابر با نسبت اتلاف گرما در برابر تحویل گرمای پیش‌بینی شده است. فرض عدم اتلاف گرما به محیط پیرامون نیز مبنایی برای استفاده از نتایج حاصل از یک فرایند شارژ حرارتی به عنوان شرایط اولیه فرایند تخلیه را فراهم کند و برعکس. با استفاده از نتایج نهایی یک فرایند به عنوان شرایط اولیه فرایند بعد از آن، می‌توان شارژ و تخلیه چرخه‌های متعدد انرژی در عملکرد واقعی را به راحتی شبیه‌سازی نمود.

بر اساس این مفروضات مدل‌سازی، سطح مقطع مخزن که توسط جریان سیال دیده می‌شود، در تمام مکان‌های محور مخزن ثابت است و مطابق با رابطه (۳-۳) است [۲].

$$a_f = \varepsilon \pi R^2$$

۳-۳

تبادل انرژی حرارتی سیال در حجم کنترل dz به صورت رابطه (۴-۳) می‌باشد.

^۱ Peclet Number



$$\rho_f \varepsilon \pi R^2 U (\bar{h}_z - \bar{h}_{z+dz}) + h S_s (T_s - T_f) dz = \rho_f C_f \varepsilon \pi R^2 dz \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad ۴-۳$$

در رابطه فوق، S_s نشان دهنده مساحت سطح انتقال حرارت بین ماده پرکننده و HTF در واحد طول مخزن است. U سرعت واقعی مایع در بستر آکنده است و با رابطه (۵-۳) محاسبه می‌شود.

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho_f a_f} \quad ۵-۳$$

ضریب انتقال حرارت h در رابطه (۴-۳) برای همرفت بین HTF و مواد آکنده می‌باشد که می‌تواند بسته به جریان، شرایط آکنده‌سازی مواد ذخیره‌ساز حرارتی، مشخصات سیال و فعل و انفعالات بین مواد آکنده و HTF (شکل ۵-۱) متفاوت باشد. جزئیات بیشتر S_s و h در ادامه کار مدل‌سازی ارائه شده است.

با استفاده از تعریف تغییر آنتالپی و بسط سری تیلور^۱، $\bar{h}_{z+dz} - \bar{h}_z = C_f (\partial T_f / \partial z)$ ، رابطه تعادل انرژی برای HTF به صورت رابطه (۶-۳) تغییر می‌کند.

$$\frac{h S_s}{\rho_f C_f \varepsilon \pi R^2} (T_s - T_f) = \frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial z} \quad ۶-۳$$

در مرجع [۲] متغیرهای بدون بعد به صورت روابط (۷-۳) تعریف شدند.

$$\theta_f = (T_f - T_L) / (T_H - T_L) \quad (\text{الف})$$

$$\theta_s = (T_s - T_L) / (T_H - T_L) \quad (\text{ب})$$

۷-۳

$$z^* = z / H \quad (\text{ج})$$

$$t^* = t / (H / U) \quad (\text{د})$$

روابط بدون بعد حاکم برای HTF در نهایت به رابطه (۸-۳) کاهش می‌یابند.

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) \quad ۸-۳$$

که τ_r در رابطه فوق به صورت رابطه (۹-۳) تعریف می‌شود.



^۱ Taylor's Series Expansion

$$\tau_r = \frac{U \rho_f C_f \varepsilon \pi R^2}{H h S_s} = \frac{C_f \dot{m}}{H h S_s} \quad ۹-۳$$

شرط مرزی برای رابطه (۸-۳) از دمای ورودی سیال است در حالی که شرایط اولیه، توزیع دما در یک مخزن قبل از شروع شارژ یا تخلیه می‌باشد.

از تعادل انرژی ماده پرکننده در حجم کنترل dZ همان طور که در شکل ۳-۲ نشان داده شده است، می‌توان دریافت که ماده پرکننده به واسطه تغییر در انرژی داخلی خود، گرما را به سیال عبوری منتقل می‌کند یا از آن می‌گیرد. تعادل انرژی به صورت رابطه (۱۰-۳) می‌باشد [۲].

$$h S_s (T_s - T_f) dZ = -\rho_s C_s (1 - \varepsilon) \pi R^2 dZ \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad ۱۰-۳$$

با جایگزینی متغیرهای بدون بعد داده شده در بخش‌های (الف) تا (د) رابطه (۷-۳)، رابطه حاکم قبلی برای مواد پرکننده به رابطه (۱۱-۳) کاهش می‌یابد.

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) \quad ۱۱-۳$$

که در رابطه فوق، H_{CR} از رابطه (۱۲-۳) محاسبه می‌شود.

$$H_{CR} = \frac{\rho_f C_f \varepsilon}{\rho_s C_s (1 - \varepsilon)} \quad ۱۲-۳$$

شرط مرزی برای رابطه (۱۱-۳) دمای ورودی سیال (متغیر با زمان) و همچنین دمای جامد در نقطه ورودی است (که به صورت مستقیم از رابطه (۱۱-۳) برای نقطه ورودی بدست می‌آید) [۲].

در فرایندهای شارژ و تخلیه انرژی، ماده پرکننده و HTF در هر موقعیت مکانی اختلاف دما دارند. هنگامی که سیال پس از اتمام فرایند شارژ یا تخلیه ساکن شد، سیالات با مواد پرکننده محلی متعادل می‌شوند تا به دمای یکسان T_{final} برسند. تعادل انرژی این شرایط در هر موقعیت مکانی با رابطه (۱۳-۳) محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon \rho_f C_f T_{f-initial} + (1 - \varepsilon) \rho_s C_s T_{s-initial} = \varepsilon \rho_f C_f T_{f-final} + (1 - \varepsilon) \rho_s C_s T_{s-final} \quad ۱۳-۳$$

دمای اولیه مواد ذخیره‌ساز حرارتی و HTF از نتایج فرایندهای شارژ یا تخلیه مربوطه می‌باشد. دمای نهایی ماده ذخیره‌ساز و سیال پس از رسیدن به تعادل گرمایی یکسان می‌شود.

با توجه به فرض عدم اتلاف حرارت از مخزن ذخیره، می‌توان دریافت که دمای تعادل در پایان یک فرایند (شارژ یا تخلیه)، لزوماً شرط اولیه فرایند بعدی در چرخه خواهد بود. این شرط فرایندهای شارژ و تخلیه را به هم متصل می‌کند تا نتایج کلی دوره‌ای بدست آید.

دمای اولیه ماده پرکننده و سیال در مخزن ذخیره‌ساز باید مشخص باشد. همچنین دمای سیال ورودی به عنوان یک شرط مرزی اصلی شناخته می‌شود که با آن می‌توان دمای پرکننده در موقعیت ورودی $z = 0$ را به راحتی با استفاده از حل ریاضی معادله (۱۱-۳) محاسبه نمود.

راه‌حل مشترک برای معادلات (۸-۳) و (۱۰-۳) به صورت همزمان برای یافتن دمای سیال و جامد در یک زمان و مکان لازم می‌باشد.

۱-۳-۳- بهره‌وری (راندمان) تحویل انرژی

با حل روابط موجود برای ماده پرکننده و HTF، می‌توان دمای سیال تخلیه شده از یک مخزن ذخیره را بدست آورد. با داشتن دوره زمانی لازم برای تخلیه حرارت به صورت $t_{ref, discharge}$ ، اثربخشی تحویل انرژی را می‌توان با استفاده از رابطه (۱-۳) بدست آورد. برای سهولت بیان، فرم بدون بعد دوره زمانی مورد نیاز تخلیه انرژی تعریف می‌شود (رابطه (۱۴-۳)).

$$\Pi_d = \frac{t_{ref, discharge}}{H/U} \quad ۱۴-۳$$

به طور مشابه، یک فرم بدون بعد از دوره زمانی شارژ انرژی به صورت رابطه (۱۵-۳) تعریف می‌شود.

$$\Pi_c = \frac{t_{charge}}{H/U} \quad ۱۵-۳$$

با جایگزینی دوره دشارژ انرژی بدون بعد Π_d در رابطه (۱-۳)، رابطه (۱۶-۳) بدست می‌آید.

$$\eta = \frac{1}{\Pi_d} \int_0^{\Pi_d} \theta_{f(z^*=1, t^*)} dt^* \quad ۱۶-۳$$

راندمان تخلیه انرژی تحت تاثیر میزان انرژی شارژ شده در مخزن ذخیره قرار خواهد گرفت. بنابراین باید توجه نمود که η تابعی از چهار پارامتر Π_d ، Π_c/Π_d ، τ_r و H_{CR} می‌باشد. با تعیین دوره زمانی بدون بعد از فرایند تخلیه و میزان دبی، می‌توان دوره زمانی بدون بعد شارژ انرژی را برای دستیابی به مقدار هدف η تعیین کرد، که همیشه هدف آن نزدیک شدن تا حد ممکن به یک می‌باشد.

همان طور که بحث شد، برای دستیابی به یک تحویل انرژی موثر تقریباً برابر با ۱ در یک سیستم بستر آکنده، زمان شارژ انرژی طولانی‌تری نسبت به زمان تخلیه انرژی لازم است. علاوه بر این، ظرفیت ذخیره انرژی یک مخزن بستر آکنده باید بیشتر از مخزن ایده‌آل ذخیره حرارت باشد، همان طور که در رابطه (۲-۳) بیان گردید.

۳-۳-۲- سطح انتقال حرارت S_s و ضریب انتقال حرارت h در انواع مختلف سیستم‌های ذخیره‌ساز

با توجه به مباحث مذکور، معادلات حاکم بر دما و تبادل انرژی بین مواد اولیه ذخیره‌ساز حرارتی و HTF معمولاً برای کلیه سیستم‌های حرارتی نشان داده شده در شکل ۱-۵ یکسان است. با این حال، ضرایب انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت بین مواد اولیه ذخیره‌ساز حرارتی و HTF برای انواع مختلف مواد ذخیره‌ساز حرارتی می‌تواند به طور قابل توجهی متفاوت باشد.

سطح انتقال حرارت بین سنگ‌ها و سیال در واحد طول مخزن به صورت S_s مشخص می‌شود. بنابراین واحد S_s بر حسب متر است. برای مواد پرکننده کروی، S_s از طریق مراحل زیر بدست می‌آید [۲].

۱. حجم مواد پرکننده در واحد طول ΔZ مخزن به صورت $\pi R^2 \Delta Z (1 - \varepsilon)$ می‌باشد.

۲. یک سنگ کروی دارای حجم $V_{sphere} = 4\pi r^3 / 3$ می‌باشد و بنابراین در طول ΔZ در مخزن، تعداد سنگ‌ها برابر با $\pi R^2 \Delta Z (1 - \varepsilon) / V_{sphere}$ می‌شود. بنابر این حداکثر مساحت سطح سنگ‌ها به صورت $3\pi R^2 (1 - \varepsilon) \Delta Z / r$ V_{sphere} تعیین می‌شود که با جایگزینی به صورت $3\pi R^2 (1 - \varepsilon) \Delta Z / r$ تغییر می‌کند.

۳. در نهایت سطح انتقال حرارت سنگ‌ها در واحد طول مخزن به صورت رابطه (۳-۱۷) تعیین می‌گردد.

$$S_s = 3\pi R^2 (1 - \varepsilon) / r \quad ۱۷-۳$$

بحث قبلی حجم واقعی (با فرض مشخص بودن ε) را برای "ذرات کروی" جامد در یک حجم آکنده شده در نظر می‌گیرد. بسته به طرح آکنده‌سازی، کسر حفره متخلخل^۱ (نسبت فضای خالی) ε در یک بستر آکنده با کره‌هایی با قطر ثابت ممکن است در محدوده ۰/۲۶ تا ۰/۴۷۶ باشد [۷۱]. آزادترین فشرده‌سازی سنگ‌های کروی در یک حجم به این صورت است که هر کره (با قطر $2r$) در یک مکعب با طول‌های جانبی $2r$ قرار گیرد. متراکم‌ترین فشرده‌سازی کره‌ها موجب کسر حفره متخلخل برابر ۰/۲۶ می‌شود که ناشی از حدس کپلر^۲ می‌باشد [۷۲]. با این حال اگر کسر حفره متخلخل بستر آکنده ε مشخص باشد، رابطه (۳-۱۷) باید برای تعیین S_s استفاده شود.

ضریب انتقال حرارت h ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) بین ماده اولیه ذخیره‌سازی حرارتی (واسط متخلخل) و HTF را می‌توان در مرجع [۷۳] یافت که به صورت رابطه ذیل تعریف شده است.

$$h = 0.191 \frac{\dot{m} C_f}{\varepsilon \pi R^2} Re^{-0.278} Pr^{-2/3} \quad ۱۸-۳$$

^۱ Void Fraction

^۲ Kepler's Conjecture



در رابطه قبلی، Re عدد رینولدز (برابر با $4Gr_{char}/\mu_f$) برای واسط متخلخل است که توسط نلیس^۱ تعریف شده است [۷۳]. G شار جرمی سیال از بستر متخلخل است (برابر با $\dot{m}/(\varepsilon\pi R^2)$) و r_{char} به صورت شعاع مشخصه مواد پرکننده تعریف می‌شود که برای پرکننده جامد کروی به صورت $0.25\varepsilon d_r/(1-\varepsilon)$ تعریف می‌شود [۷۳]. در اینجا d_r قطر نامی یک سنگ است اگر کاملاً کروی نباشد.

وقتی ذرات فشرده شکل نامنظمی مانند سنگ‌ها داشته باشند، ضریب انتقال گرمای همرفتی بین ذرات و سیال پارامتری باید در نظر گرفته شود که تخمین دقیق آن دشوار است. برای کاربرد در ذخیره‌سازهای انرژی حرارتی، مطالعات بیشتری در مورد ضریب انتقال حرارت همرفتی بین مواد جامد بستر آکنده و سیال لازم است.

۳-۳-۳- اثرات هدایت (رسانایی) در ذرات جامد یا ناحیه جامد یکپارچه

در مدل و معادلات بخش‌های ۳-۳-۱ و ۳-۳-۲ از روش ظرفیت یکپارچه برای تعیین انتقال حرارت داخل مواد پرکننده استفاده شده است. این روش در واقع مقاومت در برابر هدایت گرما در داخل ماده پرکننده را نادیده می‌گیرد. این امر منجر به این می‌شود که انرژی محاسبه شده در حالت تئوری که به ماده پرکننده وارد یا از آن خارج می‌شود بیشتر از فرایند فیزیکی واقعی باشد. در مرجع [۴۷] مشخص شده است که وقتی عدد بیو انتقال حرارت یک ذره بزرگتر از ۰/۱ باشد، فرض ظرفیت یکپارچه منجر به افزایش عدم دقت می‌شود. به منظور اصلاح تقریب ظرفیت یکپارچه برای یک ذره کروی در سیال، مراجع [۷۴] و [۷۵] اصلاح ضریب انتقال حرارت همرفتی بین ذره کروی جامد و سیال را پیشنهاد نمودند. سپس از ضریب انتقال حرارت اصلاح شده برای محاسبه دمای گذرای ذره در روابط روش ظرفیت یکپارچه استاندارد استفاده شد.

در سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی حرارتی، انواع مختلفی از بسترهای آکنده از هندسه‌های مختلف به صورت شکل ۵-۱ وجود دارد. در حقیقت، مواد ذخیره‌ساز حرارتی می‌توانند صفحات، میله‌های استوانه‌ای غوطه‌ور در سیال یا یک هسته جامد با کانال‌های دایره‌ای برای عبور HTF باشند. در بخش‌های زیر چهار نوع بستر آکنده ذخیره‌ساز حرارتی ارائه شده است (شکل ۳-۳). از روش توسعه یافته توسط بردشاو^۲ و همکاران به منظور ارائه فرمول‌های ضریب انتقال حرارت موثر (عدد بیو) برای چهار نوع بستر آکنده ذخیره‌ساز حرارتی استفاده شده است [۷۴]. مقایسه با نتایج تحلیلی نیز مفید بودن آنها را تایید می‌کند. همچنین در مرجع [۷۶] مفهوم مشابهی با استفاده از ضریب انتقال حرارت اصلاح شده در یک روش ظرفیت یکپارچه ارائه شده است. روابط تصحیح ضریب انتقال حرارت نیز در کتاب اشمیت و ویلموت^۳ [۷۷] خلاصه شده

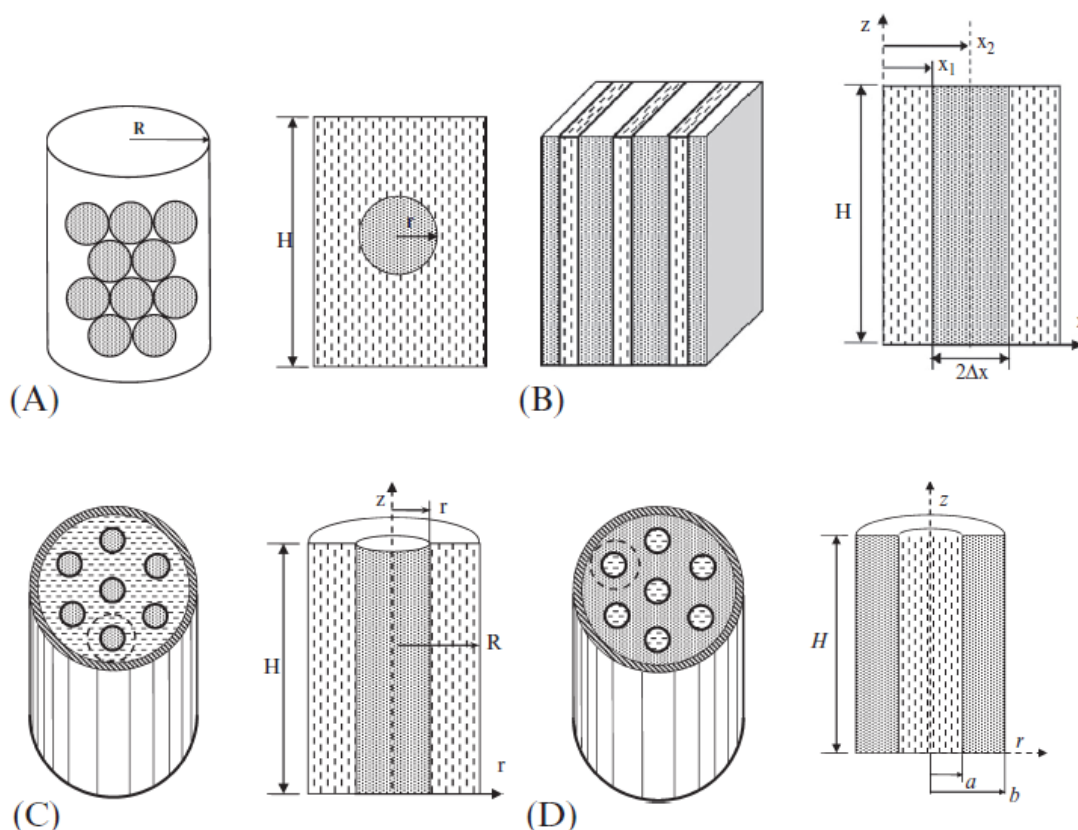
^۱ Nellis

^۲ Bradshaw

^۳ Schmidt and Willmott



که در اینجا بررسی مجدد می‌شود. از دیگر کارهای انجام شده در این حوزه می‌توان به مراجع [۷۸]، [۷۹] و [۸۰] اشاره نمود.



شکل ۳-۳: چهار ترکیب ساختاری جامد-سیال نمونه سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی. (A) ذرات کروی جامد با HTF که از اطراف آن عبور می‌کند؛ (B) صفحات مسطح جامد با HTF که از کانال‌ها در مخزن عبور می‌کند؛ (C) سیلندرهای جامد فشرده با HTF که در طول مخزن عبور می‌کند؛ (D) مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد با لوله‌های HTF که از داخل مخزن عبور می‌کنند.

به منظور ذخیره حرارت در یک ماده جامد با هندسه کلی، انتقال حرارت گذرای یک بعدی حاکم بر روابط سیال و جامد توسط روابط (۳-۶) و (۳-۱۰) بیان می‌شوند. این روابط بازنویسی شده و به صورت وابسته به بعد در روابط (۳-۱۹) و (۳-۲۰) آورده شده‌اند.

$$\rho_f C_f V_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h S_s (T_s - T_f) \quad ۱۹-۳$$

$$\rho_s C_s V_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = -h S_s (T_s - T_f) \quad ۲۰-۳$$



در رابطه (۲۰۶-۳)، حجم سیال در واحد طول مخزن ذخیره‌ساز حرارتی و S_s سطح ماده جامد در حجم کنترل مشابه در واحد طول می‌باشد. رابطه (۱۹-۳) انتقال حرارت در سیال را که به دلیل انتقال حرارت همرفتی بین مواد پرکننده و سیال یک منبع حرارت است، شبیه‌سازی می‌کند. رابطه (۲۰-۳) انتقال حرارت در ماده پرکننده (که دارای بخش گرماگیر^۱ است) را شبیه‌سازی می‌کند، که منفی است و مقدار دقیق آن به صورت منبع حرارت در رابطه (۱۹-۳) می‌باشد. توجه به این نکته لازم است که فرض ظرفیت یکپارچه برای ماده ذخیره‌ساز حرارتی در روابط (۱۹-۳) و (۲۰-۳) معتبر می‌باشد. اعتبار فرض ظرفیت یکپارچه توسط عدد بيو ($Bi = hL_p/k_s$) تعیین می‌شود که به طور معمول کمتر از ۰/۱ است و $L_p = V_s/S_s$ می‌باشد [۲].

وقتی فرض ظرفیت یکپارچه معتبر نباشد، هدایت گرما در داخل ماده جامد باید در نظر گرفته شود.

$$\rho_f C_f V_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = \int_{S_s} -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} dS \quad ۲۱-۳$$

$$\rho_s C_s V_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \nabla^2 T_s \quad ۲۲-۳$$

به طور خاص، سمت راست رابطه (۲۲-۳) تجمیع شده با حجم به صورت رابطه (۲۳-۳) بیان می‌شود.

$$\int_{V_s} k_s \nabla^2 T_s dV = h_{eff} S_s (T_s - T_f) \quad ۲۳-۳$$

با جایگزین کردن رابطه (۲۳-۳) در روابط (۲۲-۳) و (۲۱-۳) می‌توان به فرمولی از نوع ظرفیت یکپارچه و مشابه روابط (۱۹-۳) و (۲۰-۳) دست یافت، به جز ضریب انتقال حرارت که در روابط جدید ضریب انتقال حرارت موثر است. در واقع، ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff} یک مقدار اصلاح شده از ضریب انتقال حرارت h می‌باشد. لازم به ذکر است که ضریب انتقال حرارت موثر (h_{eff}) به شدت به هندسه مواد پرکننده جامد بستگی خواهد داشت. در ادامه به مواد پرکننده کروی به صورت مثالی برای روشن شدن روش مورد استفاده پرداخته می‌شود. به دنبال این روش، راه‌حل‌های مشابهی برای سه هندسه دیگر مواد ذخیره‌ساز حرارتی نشان داده شده در شکل ۳-۳ ارائه خواهد شد.

به منظور استخراج ضریب انتقال حرارت موثر همان طور که قبلاً توضیح داده شد، کافی است یک نمونه ساده را در نظر گرفت که دمای سیال با زمان تغییر نکند و بنابراین انتقال حرارت عمدتاً موجب تغییر دمای سیال فقط در جهت z می‌شود. این ساده‌سازی این امکان را فراهم می‌کند تا تمرکز بر روی انتقال حرارت بین مواد پرکننده و سیال باشد. بنابراین، روابط تعادل انرژی حاصل از روش ظرفیت یکپارچه برای مواد ذخیره‌ساز حرارت و سیال به صورت روابط (۲۴-۳) و (۲۵-۳) درمی‌آید [۲].

^۱ Heat Sink



$$\rho_f C_f V_f U \frac{\partial T_f}{\partial z} = h_{eff} S_s (T_s - T_f) \quad ۲۴-۳$$

$$\rho_s C_s V_s U \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_{eff} S_s (T_s - T_f) \quad ۲۵-۳$$

شرایط اولیه به صورت ذیل می باشند.

$$t = 0, \quad T_f = T_s = 0 \quad ۲۶-۳$$

شرایط مرزی نیز به صورت زیر تعریف می گردند.

$$Z = 0, \quad T_f = TI(t) \quad ۲۷-۳$$

که در روابط فوق، $TI(t)$ دمای ورودی سیال است. همچنین فرض شده است که مواد جامد در پایان فرایند شارژ، در زمان τ ، به دمای تعادل نهایی M (مستقل از Z) برسند. دمای سیال در $Z = L$ ، $TO(t)$ می باشد. تبدیل لاپلاس محدود به صورت روابط (۲۸-۳) و (۲۹-۳) تعریف می شود.

$$\Lambda_f(z, p) = \int_0^{\tau} T_f(z, t) e^{-pt} dt \quad ۲۸-۳$$

$$\Lambda_s(z, p) = \int_0^{\tau} T_s(z, t) e^{-pt} dt \quad ۲۹-۳$$

با اعمال این توابع لاپلاس محدود به روابط (۲۴-۳) و (۲۵-۳) و با حذف $\Lambda_s(z, p)$ ، رابطه (۳۰-۳) حاصل می شود [۲].

$$\frac{d\Lambda_f}{dz} + \frac{\beta p}{p + \gamma} \Lambda_f + \frac{\beta M_e^{-p\tau}}{p + \gamma} = 0 \quad ۳۰-۳$$

که در رابطه (۳۰-۳)، M دمای تعادل (ثابت) بین جامد و HTF است. β و γ نیز به صورت زیر تعریف می شوند.

$$\beta = \frac{h S_s}{\rho_f C_f \varepsilon U} \quad ۳۱-۳$$

$$\gamma = \frac{h S_s}{\rho_s C_s} \quad ۳۲-۳$$

شرایط مرزی (رابطه (۲۷-۳)) تبدیل شده به صورت رابطه (۳۳-۳) می باشد.



$$z = 0, \quad f(p) = \int_0^{\tau} TI(t)e^{-pt} dt \quad ۳۳-۳$$

حل رابطه (۳۰-۳) با در نظر گرفتن شرایط مرزی رابطه (۳۳-۳) می‌باشد:

$$\Lambda_f(z, p) = -\frac{M}{p} e^{-p\tau} + \left[f(p) + \frac{M}{p} e^{-p\tau} \right] e^{-\frac{\beta pz}{p+\gamma}} \quad ۳۴-۳$$

فرمول زیر برای میانگین وزنی زمان^۱ با تابع وزنی $g(t)$ که در مرجع [۷۴] معرفی شده، در نظر گرفته می‌شود.

$$\langle t \rangle = \frac{\int_0^{\tau} t g(t) dt}{\int_0^{\tau} g(t) dt} = \lim_{p \rightarrow 0} \frac{\int_0^{\tau} t g(t) e^{-pt} dt}{\int_0^{\tau} g(t) e^{-pt} dt} = -\lim_{p \rightarrow 0} \frac{\frac{d}{dp} \int_0^{\tau} g(t) e^{-pt} dt}{\int_0^{\tau} g(t) e^{-pt} dt} \quad ۳۵-۳$$

بنابراین می‌توان میانگین وزنی زمان را با استفاده از رابطه (۳۶-۳) محاسبه نمود.

$$\langle t \rangle = -\lim_{p \rightarrow 0} \frac{\frac{d}{dp} \Gamma(p)}{\Gamma(p)} \quad ۳۶-۳$$

که $\Gamma(p)$ تبدیل لاپلاس محدود تابع $g(t)$ است.

اکنون یک تابع $\Delta\Lambda_f(p) = \Lambda_f(0, p) - \Lambda_f(L, p)$ تشکیل می‌شود که اختلاف تبدیل لاپلاس محدود دمای سیال در ورودی و خروجی است. با جایگزینی تابع $\Delta\Lambda_f(p)$ به جای $\Gamma(p)$ در رابطه (۳۶-۳)، فرمول میانگین وزنی زمان برای نمونه ظرفیت یکپارچه بدست می‌آید.

$$\langle t \rangle = \frac{\rho_s C_s}{h_{eff} S_s} + \tau + \frac{\rho_s C_s}{2U \rho_f C_f \varepsilon} - \frac{f(0)}{M} \quad ۳۷-۳$$

رابطه (۷۳۰-۳) فرم عملکردی برای میانگین وزنی زمان است.

اکنون اثرات هدایت درون ماده جامد در نظر گرفته می‌شود. انتقال گرما درون جامد توسط معادله انتشار (پخش) گرما در سیستم مختصات مناسب مدل می‌شود. با استفاده از روش مرجع [۷۴]، فرمول‌های تحلیلی برای میانگین وزنی زمان بدست می‌آید. با مقایسه این فرمول‌ها با رابطه (۳۷-۳)، می‌توان ضریب انتقال حرارت موثر (h_{eff}) را استخراج نمود. بنابراین روابط حاکم به صورت ذیل می‌شوند.

$$\rho_f C_f V_f U \frac{\partial T_f}{\partial z} = -k_s S_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial r} \right)_{r=r_s} \quad ۳۸-۳$$

^۱ Weighted Average Time



$$\rho_s C_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = k_s \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \frac{\partial T_s}{\partial r}) \quad ۳۹-۳$$

شرایط اولیه و مرزی برای T_f به صورت روابط (۲۶-۳) و (۲۷-۳) باقی می‌مانند. شرایط اولیه و مرزی برای T_s به صورت روابط (۴۰-۳) تا (۴۲-۳) می‌باشند [۲].

$$T_s(r, 0) = 0 \quad ۴۰-۳$$

$$r = 0, \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad ۴۱-۳$$

$$r = r_s, \quad k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = h(T_f - T_s) \quad ۴۲-۳$$

با استفاده از تبدیل لاپلاس محدود، روابط (۴۳-۳) تا (۴۶-۳) بدست می‌آیند [۲].

$$\rho_f C_f V_f U \frac{d\Lambda_f}{dz} + k_s S_s \left(\frac{\partial \Lambda_s}{\partial r} \right)_{r=r_s} = 0 \quad ۴۳-۳$$

$$\rho_s C_s (Me^{-p\tau} + p\Lambda_s) = k_s \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \frac{\partial T_s}{\partial r}) \quad ۴۴-۳$$

$$r = 0, \quad \frac{\partial \Lambda_s}{\partial r} = 0 \quad ۴۵-۳$$

$$r = r_s, \quad k_s \frac{\partial \Lambda_s}{\partial r} = h(\Lambda_f - \Lambda_s) \quad ۴۶-۳$$

دمای تبدیل شده کره را می‌توان به صورت رابطه (۴۷-۳) حل نمود.

$$\Lambda_s(r, p) = A(r, p) + B(r, p)\Lambda_f(z, p) \quad ۴۷-۳$$

که بخش‌های مختلف رابطه فوق، به صورت روابط (۴۸-۳) تا (۵۰-۳) می‌باشند.



$$A(r, p) = -\frac{e^{-p\tau}M}{p} + \frac{\sinh \left[r \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right] \left[\frac{e^{-p\tau} M k_s}{p r_s} + \frac{e^{-p\tau} M r_s \left(-\frac{k_s}{r_s^2} + \frac{h}{r_s} \right)}{p} \right]}{r \left[\frac{k_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \cosh \left[r_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right]}{r_s} + \left(-\frac{k_s}{r_s^2} + \frac{h}{r_s} \right) \sinh \left[r_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right] \right]} \quad ۴۸-۳$$

$$B(r, p) = \frac{\sinh \left[r \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right] h}{r \left[\frac{k_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \cosh \left[r_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right]}{r_s} + \left(-\frac{k_s}{r_s^2} + \frac{h}{r_s} \right) \sinh \left[r_s \sqrt{\frac{pS_s}{V_f k_s (1-\varepsilon)}} \right] \right]} \quad ۴۹-۳$$

با حل رابطه (۴۳-۳) می‌توان مقدار $\Lambda_f(r, p)$ را به صورت رابطه (۵۰-۳) بدست آورد.

$$\Lambda_f(z, p) = \frac{A(r_s, p)}{B(r_s, p)} \left(e^{\frac{(B(r_s, p)-1)hS_{sz}}{\rho_f C_f V_f U}} - 1 \right) + f(0) e^{\frac{(B(r_s, p)-1)hS_{sz}}{\rho_f C_f V_f U}} \quad ۵۰-۳$$

در اینجا از روشی مشابه نمونه ظرفیت یکپارچه با توجه به تعریف $\Delta \Lambda_f(p) = \Lambda_f(0, p) - \Lambda_f(L, p)$ استفاده می‌شود. میانگین وزنی زمان برای کره جامد که دارای مقاومت داخلی است به صورت رابطه (۵۱-۳) تعریف می‌شود.

$$\langle t \rangle = \frac{\rho_s C_s}{h S_s} + \frac{r_s \rho_s C_s}{5 k_s S_s} + \tau + \frac{\rho_s C_s}{2 U \rho_f C_f \varepsilon} - \frac{f(0)}{M} = \frac{\rho_s C_s}{h_{eff} S_s} + \tau + \frac{\rho_s C_s}{2 U \rho_f C_f \varepsilon} - \frac{f(0)}{M} \quad ۵۱-۳$$

در رابطه (۵۱-۳) دو بخش $\frac{\rho_s C_s}{h S_s}$ و $\frac{r_s \rho_s C_s}{5 k_s S_s}$ به صورت یک بخش با نام ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff} تعریف شده است. این کار موجب شبیه شدن رابطه (۵۱-۳) به نمونه ظرفیت یکپارچه تعریف شده با رابطه (۳۷-۳) می‌شود. بنابراین، برای مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد کروی، ارتباط بین ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff} و ضریب انتقال حرارت واقعی h به صورت رابطه (۵۲-۳) است [۲].



$$h_{eff-sp} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{r_s}{5k_s}} \quad ۵۲-۳$$

وقتی از h_{eff-sp} به جای h در روش ظرفیت یکپارچه استفاده می‌شود، انتظار می‌رود که این راه‌حل به نتایج واقعی یا کارهای مشابه نزدیک باشد. نتایج بدست آمده برای ضریب انتقال حرارت موثر یک کره با راه‌حل منتشر شده در مرجع [۷۵] مطابقت دارد. برای سه مورد دیگر که در مراجع [۷۴] و [۷۵] بررسی نشده‌اند، می‌توان از روش مشابه استفاده نمود. فرمول‌های ضریب انتقال حرارت موثر در جدول ۳-۲ طبقه‌بندی شده‌اند.



جدول ۳-۲: ضرایب انتقال حرارت موثر برای مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد ساختارهای مختلف

نام و مشخصه هندسی	طول مشخصه برای عدد بیو ظرفیت یکپارچه	ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff}	عدد بیو ظرفیت یکپارچه موثر Bi_{eff}	عدد بیو ظرفیت یکپارچه Bi_{LC}
کره	$\frac{R}{3}$	$\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{R}{5k_r}}$	$\frac{Bi_{LC}}{1 + \frac{3}{5}Bi_{LC}}$	$\frac{h}{k_r} \frac{R}{3}$
صفحه	$\Delta x = x_2 - x_1$ تعریف x_1 و x_2 در بخش (B) شکل ۳-۳	$\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{(x_2 - x_1)}{3k_r}}$	$\frac{Bi_{LC}}{1 + \frac{1}{3}Bi_{LC}}$	$\frac{h}{k_r} \Delta x$
استوانه	$\frac{R}{2}$	$\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{R}{4k_r}}$	$\frac{Bi_{LC}}{1 + \frac{1}{2}Bi_{LC}}$	$\frac{h}{k_r} \frac{R}{2}$
لوله با سیال در داخل و از خارج عایق‌بندی شده	$\frac{b^2 - a^2}{2a}$ a و b و $\eta = b/a$ در بخش (D) شکل ۳-۳	$\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{k_r} \frac{a^3(4b^2 - a^2) + ab^4(4\ln\left[\frac{b}{a}\right] - 3)}{4(b^2 - a^2)^2}}$	$\frac{Bi_{LC}}{1 + Bi_{LC} \frac{\eta^4[4\ln(\eta) - 3] + 4\eta^2 - 1}{2(\eta^2 - 1)^3}}$	$\frac{h}{k_r} \frac{b^2 - a^2}{2a}$



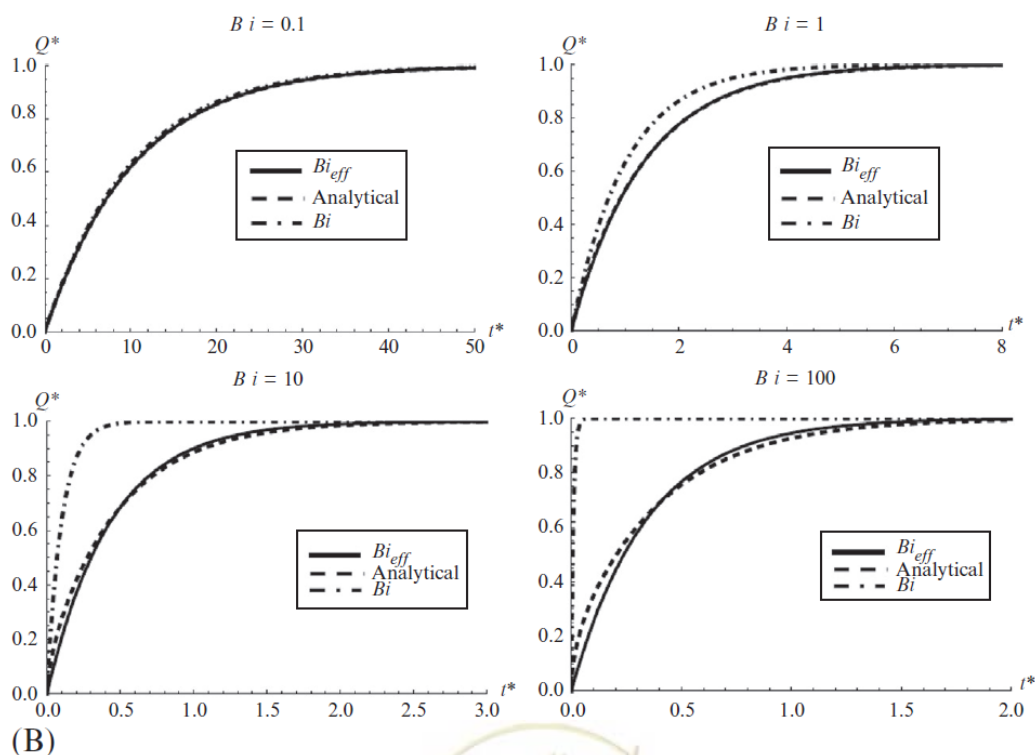
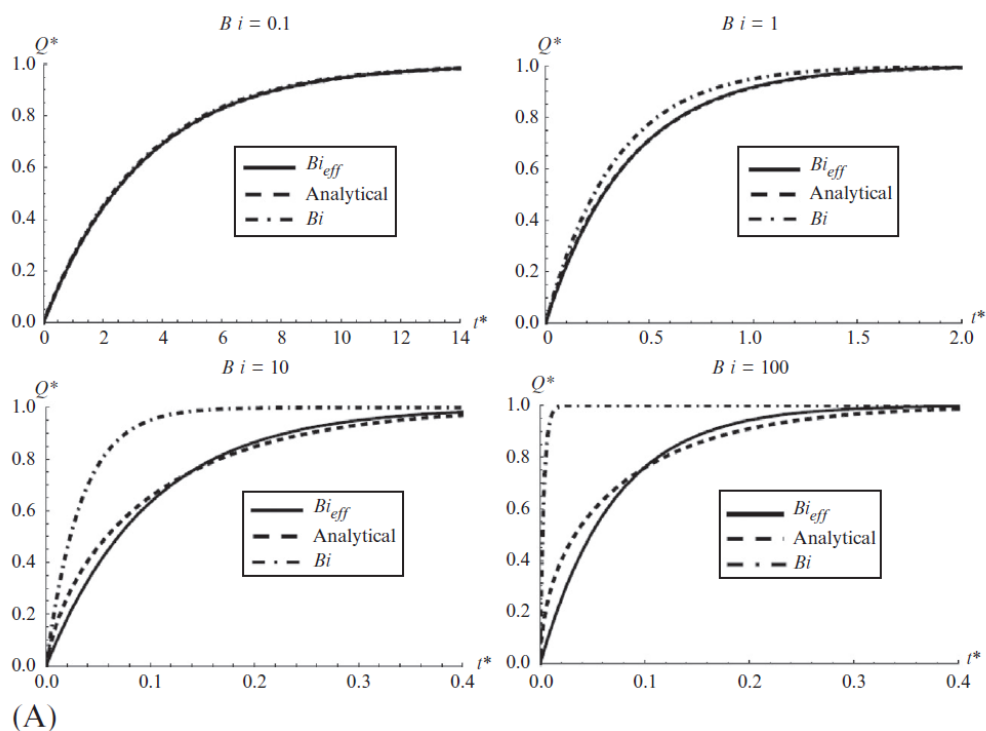
اثر بخشی ضریب انتقال حرارت موثر را می‌توان با در نظر گرفتن مسئله رسانایی حرارت کره که تحت گرمای همرفتی خنک کننده/گرم کننده قرار دارد، بررسی نمود. راه‌حل‌های تحلیلی در مراجع [۸۱] و [۸۲] وجود دارد. برای تمام اجسام جامد مورد بحث در این مطالعه، روابط دمای بدون بعد و ذخیره/تخلیه حرارت در جدول ۳-۳ ذکر شده است. تعاریف کلی Bi مورد استفاده در راه‌حل‌های تحلیلی نمونه‌های مختلف نیز در جدول ۳-۳ آورده شده است.

شکل ۳-۴ گرمای بدون بعد جذب شده/آزاد شده در یک جسم جامد را نسبت به زمان تعیین شده که با استفاده از سه روش ظرفیت یکپارچه، روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده و روش تحلیلی محاسبه شده نشان می‌دهد. در یک عدد بیو کوچک (۰/۱)، منحنی‌های ذخیره انرژی بدون بعد از ۳ روش بسیار هماهنگ و منطبق بوده که این امر تایید می‌کند که روش ظرفیت یکپارچه در اعداد بیو کوچک معتبر است. در عدد بیو ۱/۰، روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده کاملاً مطابق با روش تحلیلی است، در حالی که منحنی روش ظرفیت یکپارچه اختلاف قابل توجهی با روش تحلیلی دارد. وقتی که عدد بیو ۱۰ یا ۱۰۰ باشد، اختلاف بین نتایج حاصل از روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده و روش تحلیلی کمی افزایش می‌یابد، اما هنوز قابل قبول است. با این حال، روش ظرفیت یکپارچه مقدار بسیار متفاوتی از ذخیره انرژی را تخمین می‌زند و بنابراین قابل قبول نیست. برای سایر نمونه‌های پیکربندی سیال-جامد در جدول ۳-۳، مقایسه انرژی ذخیره شده در ماده جامد بر اساس محاسبه روش ظرفیت یکپارچه، روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده و راه‌حل‌های تحلیلی دقیق در مرجع [۷۰] شرح داده شده است. همان طور که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است، ثابت شده که روش ظرفیت یکپارچه اصلاح شده می‌تواند انرژی ذخیره شده را تقریباً با همان دقت روش تحلیلی تخمین بزند، در حالی که روش اصلی ظرفیت یکپارچه نمی‌تواند با دقت قابل قبولی پیش‌بینی نماید.



جدول ۳-۳: روابط دما و انرژی بدون بعد در یک جسم جامد از راه حل تحلیلی [۸۱]

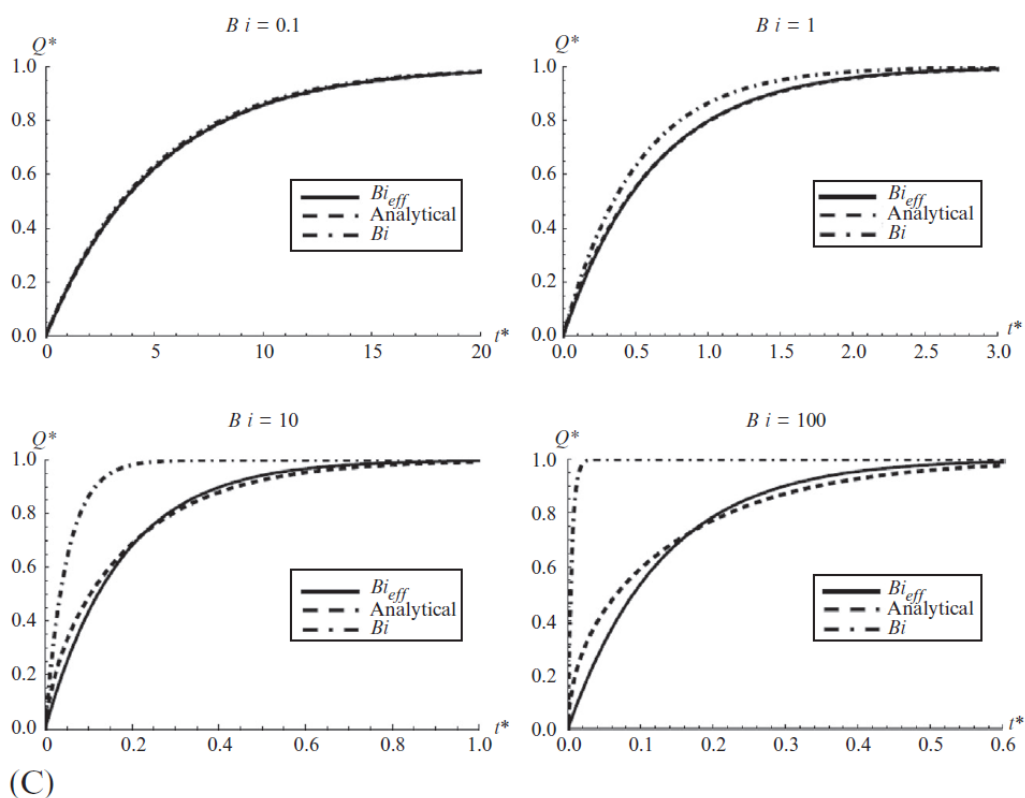
هندسه جسم جامد	راه حل
کروی	$\theta_{sp}(r^*, t^*) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{4(\sin \bar{\beta}_m) - \bar{\beta}_m \cos(\bar{\beta}_m)}{2\bar{\beta}_m - \sin(2\bar{\beta}_m)} \right] \frac{\sin(\bar{\beta}_m r^*)}{\bar{\beta}_m r^*} e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*}$
	$1 - \bar{\beta}_m \cdot \cot(\bar{\beta}_m) = Bi; \quad Bi = hR/k_r$
	$Q_{sp}^*(t^*) = 1 - e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*} \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{4[\sin(\bar{\beta}_m) - \bar{\beta}_m \cos(\bar{\beta}_m)]}{2\bar{\beta}_m - \sin(2\bar{\beta}_m)} \right] \frac{4\pi(\sin(\bar{\beta}_m) - \bar{\beta}_m \cos(\bar{\beta}_m))}{\bar{\beta}_m^3}$
صفحه‌ای	$\theta_p(x^*, t^*) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2(\bar{\beta}_m^2 + Bi^2)}{\bar{\beta}_m^2 + Bi^2 + Bi} \frac{\sin(\bar{\beta}_m)}{\bar{\beta}_m} \cos[\bar{\beta}_m(1 - x^*)] e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*}$
	$\bar{\beta}_m \cdot \tan(\bar{\beta}_m) = Bi; \quad Bi = h\Delta x/k_r$
	$Q_p^*(t^*) = 1 - e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*} \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{2(\bar{\beta}_m^2 + Bi^2)}{\bar{\beta}_m^2 + Bi^2 + Bi} \left(\frac{\sin(\bar{\beta}_m)}{\bar{\beta}_m} \right)^2 \right]$
استوانه‌ای	$\theta_{cy-1}(r^*, t^*) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{2\bar{\beta}_m^2}{J_0^2(2\bar{\beta}_m)(Bi^2 + \bar{\beta}_m^2)} \frac{J_1(2\bar{\beta}_m)}{2\bar{\beta}_m} \right] J_0(2r^* \bar{\beta}_m) e^{-4\bar{\beta}_m^2 t^*}$
	$2\bar{\beta}_m \cdot J_1(2\bar{\beta}_m R) = Bi \cdot J_0(2\bar{\beta}_m R); \quad Bi = hR/k_r$
	$q_{cy-1}^* = \int_0^1 2(1 - \theta_2)r^* dr^* = 2 \left(1 - \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{2\bar{\beta}_m^2}{J_0^2(2\bar{\beta}_m)(Bi^2 + \bar{\beta}_m^2)} \left(\frac{J_1(2\bar{\beta}_m)}{2\bar{\beta}_m} \right)^2 \right] e^{-4\bar{\beta}_m^2 t^*} \right)$
لوله‌ای	$\theta_{cy-2}(r^*, t^*) = \sum_{m=1}^{\infty} e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*} \left[\frac{\pi^2}{2} \frac{\bar{\beta}_m^2 G(\bar{\beta}_m)}{G(\bar{\beta}_m) - (Bi^2 + \bar{\beta}_m^2)J_1^2(\eta \bar{\beta}_m)} \right] H(\bar{\beta}_m) R(r^*)$
	$R(r^*) = J_1(\bar{\beta}_m \eta) Y_0(\bar{\beta}_m r^*) - J_0(\bar{\beta}_m r^*) Y_1(\bar{\beta}_m \eta); \quad Bi = ha/k_r$
	$H(\bar{\beta}_m) = \int_1^{\eta} r^* R(r^*) dr^*$
	$G(\bar{\beta}_m) = (\bar{\beta}_m J_1(\bar{\beta}_m) + Bi J_0(\bar{\beta}_m))^2$ که مقادیر ویژه $\bar{\beta}_m$ از رابطه زیر بدست می‌آیند.
	$[\bar{\beta}_m J_1(\bar{\beta}_m) + Bi J_0(\bar{\beta}_m)] Y_1(\bar{\beta}_m \eta) = [\bar{\beta}_m Y_1(\bar{\beta}_m) + Bi Y_0(\bar{\beta}_m)] J_1(\bar{\beta}_m \eta)$
	$Q_{cy-2}^*(t^*) = \frac{2}{(\eta^2 - 1)^2} \int_1^{\eta} (1 - \theta_{cy-2}) r^* dr^*$ $= 1 - \frac{1}{(\eta^2 - 1)^2} \sum_{m=1}^{\infty} e^{-\bar{\beta}_m^2 t^*} \left[\frac{\pi^2 \bar{\beta}_m^2 G(\bar{\beta}_m)}{G(\bar{\beta}_m) - (Bi^2 + \bar{\beta}_m^2)J_1^2(\eta \bar{\beta}_m)} \right] H^2(\bar{\beta}_m)$



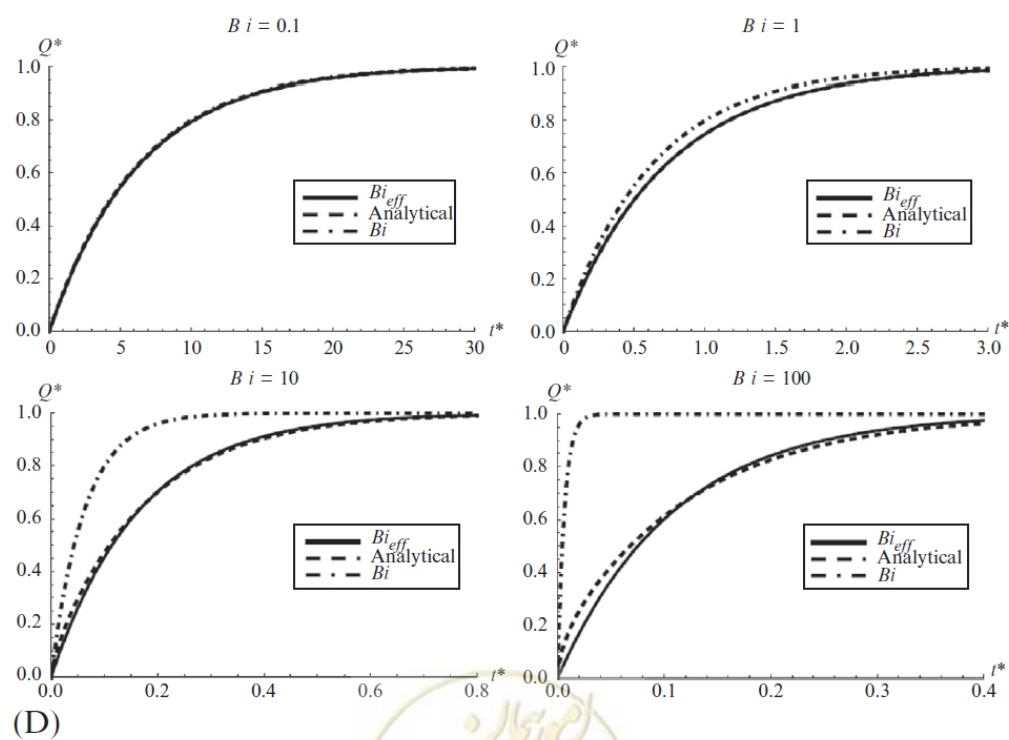
شکل ۳-۴: مقایسه بین نتایج روش تحلیلی (Q^* از)، روش ظرفیت یکپارچه (با استفاده از Bi و $Q^* = 1 - e^{-Bi t^*}$) و روش ظرفیت

یکپارچه اصلاح شده (با استفاده از Bi_{eff} و $Q^* = 1 - e^{-Bi_{eff} t^*}$) در اعداد بیوی متفاوت برای مواد ذخیره‌ساز، (A) کروی؛ (B)

$$\text{صفحه‌ای (زمان بدون بعد به صورت } t^* = \frac{k_s t}{\rho_s C_s (V_s/S_s)^2} \text{ می‌باشد.)}$$



(C)



(D)

ادامه شکل ۳-۴: برای مواد ذخیره‌ساز (C) استوانه‌ای و (D) لوله‌ای با $\eta = 1.5$

۳-۳-۴- راه حل عددی برای مدل یک بعدی برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو محیط

تعدادی از تجزیه و تحلیل‌ها و راه‌حل‌های روابط انتقال حرارت حاکم بر سیال در حال کار از یک بستر آکنده تاکنون ارائه شده است [۸۳-۸۷]. شومان^۱ به عنوان پیشگام این کار، مجموعه‌ای از روابط حاکم بر حفظ انرژی جریان سیال از طریق واسط متخلخل را ارائه داد [۸۳]. روابط شومان به طور گسترده در تجزیه و تحلیل ذخیره‌ساز حرارتی ترموکلاين با استفاده از مواد پرکننده جامد درون مخزن پذیرفته شده است. تجزیه و تحلیل و راه‌حل‌های وی برای موارد خاصی بود که دمای سیال در ورودی سیستم ذخیره‌ساز، ثابت باشد. در بیشتر کاربردهای ذخیره‌ساز حرارتی خورشیدی، ممکن است این وضعیت واقعی نباشد. برای غلبه بر این محدودیت، شیتزر و لوی^۲ قضیه داهامل^۳ را بر اساس راه‌حل‌های شومان برای در نظر گرفتن دمای سیال ورودی گذرا به سیستم ذخیره‌سازی استفاده نمودند [۷۴].

علی‌رغم تلاش‌های انجام شده، تجزیه و تحلیل شومان، شیتزر و لوی هم محدودیت‌هایی را به همراه دارد. روش آنها توزیع دمای اولیه غیریکنواخت را در نظر نمی‌گیرد. برای یک سیستم ذخیره‌ساز حرارت، به ویژه در یک نیروگاه حرارتی خورشیدی، شارژ و تخلیه حرارت به صورت روزانه انجام می‌شود. گستره دمای اولیه فرایند شارژ حرارتی توسط آخرین فرایند تخلیه حرارت و بالعکس تعیین می‌شود. بنابراین، توزیع دمای غیریکنواخت و غیرخطی برای هر دو فرایند شارژ و تخلیه معمول است. برای در نظر گرفتن توزیع دمای اولیه غیریکنواخت و تغییر دمای سیال در ورودی سیستم ذخیره‌ساز حرارت، روش‌های عددی توسط محققان استفاده شده است.

به منظور جلوگیری از تجزیه و تحلیل ریاضی طولانی در راه‌حل‌های تحلیلی، روش‌های عددی مورد استفاده برای حل روابط شومان توسط مک‌ماهان^۴ [۸۸ و ۸۵] و پاچکو^۵ و همکاران [۵] مورد بررسی قرار گرفت و توسط کولب و حسنی^۶ در نرم‌افزار TRNSYS پیاده‌سازی شد [۸۹]. بر اساس روش تفاضل محدود منظم^۷، مک‌ماهان روابط گسسته صریح و ضمنی^۸ را برای روابط شومان ارائه داد. در حالی که روش حل صریح دارای مسائل پایداری حل جدی است، روش حل ضمنی با سربار محاسباتی اضافی^۹ روبه‌رو است، بنابراین به زمان محاسبه زیادی نیاز دارد. راه‌حل برای نیروگاه کامل با ذخیره ترموکلاين توسط مدل TRNSYS در کارهای کولب و حسنی ارائه شده [۸۹] که در آن به گام‌های زمانی کوتاه

^۱ Schumann

^۲ Shitzer and Levy

^۳ Duhamel's

^۴ McMahan

^۵ Pacheco

^۶ Kolb and Hassani

^۷ Regular Finite-Difference Method

^۸ Explicit and Implicit methods

^۹ Additional Computational Overhead



برای معادلات دیفرانسیل ترموکلاين نیاز دارد که به عنوان یکی از منابع اصلی مصرف زمان کامپیوتر ذکر می‌شوند. برای غلبه بر مشکلات پیش آمده در روش صریح و ضمنی، مک‌ماهان و همکاران همچنین یک روش NTU-نامحدود را پیشنهاد دادند [۸۸]. این مدل اما محدود به مواردی است که انتقال حرارت سیالات در مقایسه با ذخیره حرارت در سیالات بسیار زیاد است.

در برخی مراجع تلاش شده با استفاده از روش عددی متفاوت به روابط حاکم نزدیک شود [۹۰]. روابط حاکم به فرم‌های بدون بعد کاهش یافتند که امکان استفاده جهانی از راه‌حل را فراهم می‌کنند. معادلات نوع هذلولی (هیپربولیک)^۱ بدون بعد به روش عددی و با استفاده از مشخصات حل می‌شوند. این روش عددی بر مشکلات عددی که در کار مک‌ماهان وجود دارد مانند صریح، ضمنی و محدودیت روش NTU نامحدود، غلبه می‌کند. مدل فعلی یک راه حل مستقیم برای معادلات گسسته (بدون نیاز به محاسبه تکرار شونده) ارائه می‌دهد و هزینه‌های اضافی محاسبات را کاملاً از بین می‌برد. یک راه حل مستقل از شبکه در تعداد کمی از گره‌ها بدست می‌آید. ثابت شده که روش مشخصات و حل عددی مذکور الگوریتمی سریع، کارآمد و دقیق برای روابط شومان است.

روابط تعادل انرژی بدون بعد برای HTF و سنگ‌ها را می‌توان به صورت عددی در امتداد مشخصات حل کرد [۹۳-۹۱]. رابطه (۸-۳) را می‌توان در طول مشخصه $z^* = t^*$ کاهش داد تا رابطه ذیل حاصل شود.

$$\frac{D\theta_f}{Dt^*} = \frac{1}{\tau_r}(\theta_s - \theta_f) \quad ۵۳-۳$$

با تفکیک و انتگرال‌گیری، رابطه (۵۴-۳) بدست می‌آید.

$$\int d\theta_f = \int \frac{1}{\tau_r}(\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۵۴-۳$$

به همین ترتیب، رابطه (۱۱-۳) برای انرژی تعادل سنگ‌ها در امتداد مشخصه $z^* = \text{constant}$ قرار می‌گیرند تا:

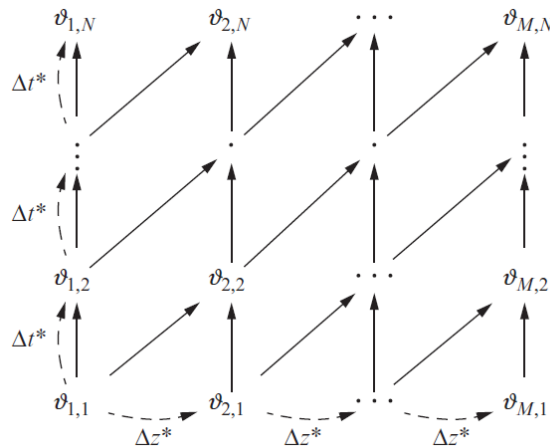
$$\frac{d\theta_s}{dt^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r}(\theta_s - \theta_f) \quad ۵۵-۳$$

راه‌حل رابطه (۵۵-۳) بسیار شبیه به رابطه (۵۳-۳)، اما با فاکتور اضافی H_{CR} می‌باشد. بخش H_{CR} به صورت ساده نسبت ظرفیت حرارتی سیال به ظرفیت حرارتی سنگ است. بنابراین، رابطه برای راه حل θ_s در مقایسه با θ_f تحت تاثیر سرعت مرطوب شدن قرار می‌گیرد، زیرا ماده پرکننده باید ظرفیت ذخیره انرژی تحویل داده شده به آن را داشته باشد، یا بالعکس. سرانجام، جداسازی و انتگرال‌گیری از رابطه (۵۵-۳) منجر به رابطه (۵۶-۳) می‌شود.



^۱ Hyperbolic Type Equations

$$\int d\theta_s = - \int \frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۵۶-۳$$



شکل ۵-۳: نمودار ماتریس راه حل بدست آمده از روش مشخصه‌ها

اکنون دو معادله مشخصه وجود دارد که به تقاطع‌های زمان و مکان محدود می‌شوند. یک شبکه گسسته از نقاط که در ابعاد زمان و مکان قرار گرفته‌اند، گره‌هایی در نقاط متقاطع خواهند داشت. نمودار این نقاط در یک ماتریس در شکل ۵-۳ نشان داده شده است. در فضا، گره‌های $i = 1, 2, \dots, M$ وجود دارد که به گام‌هایی با اندازه Δz^* تقسیم شده‌اند تا تمام Z^* را پوشش دهند. به طور مشابه، در زمان، گره‌های $j = 1, 2, \dots, N$ وجود دارند که به گام‌های زمانی با اندازه Δt^* تقسیم شده‌اند تا تمام t^* را پوشش دهند. با نگاهی به شبکه گره‌های $\square$ ، می‌توان تصویر روشنی از راه‌حل ایجاد نمود. برای مشخص نمودن یک محاسبه از راه‌حل می‌توان به یک نقطه خاص از زمان در امتداد Z^* نگاه کرد، جایی که دو نقطه $\vartheta_{1,1}$ و $\vartheta_{2,1}$ وجود دارند. این دو نقطه، نقاط شروع امواج مشخصه هستند که توسط روابط (۵۳-۳) و (۵۶-۳) توصیف شده‌اند. بعد از زمان Δt^* نقطه سوم $\vartheta_{2,2}$ وجود دارد که هر دو معادله موج به آن رسیده‌اند. بنابراین، می‌توان از رابطه (۵۴-۳) به صورت رابطه (۵۷-۳) انتگرال‌گیری عددی کرد [۲].

$$\int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\theta_f = \int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۵۷-۳$$

انتگرال‌گیری عددی سمت راست از طریق قاعده دوزنقه‌ای^۱ انجام می‌شود و راه حل به صورت رابطه (۵۸-۳) می‌باشد.

$$\theta_{f2,2} - \theta_{f1,1} = \frac{1}{\tau_r} \left(\frac{\theta_{s2,2} + \theta_{s1,1}}{2} - \frac{\theta_{f2,2} + \theta_{f1,1}}{2} \right) \Delta t^* \quad ۵۸-۳$$

^۱ Trapezoidal Rule



که در رابطه فوق، $\theta_{f1,1}$ مقدار θ_f در $\vartheta_{1,1}$ و $\theta_{f2,2}$ مقدار θ_f در $\vartheta_{2,2}$ و همین ترتیب برای θ_r برقرار است. انتگرال رابطه (۳۶-۳) در طول $z^* = \text{constant}$ به صورت رابطه (۵۹-۳) است.

$$\int_{\vartheta_{2,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\theta_s = \int_{\vartheta_{2,1}}^{\vartheta_{2,2}} -\frac{H_{CR}}{\tau_r}(\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۵۹-۳$$

انتگرال عددی سمت راست نیز از طریق قاعده دوزنقه انجام می‌شود و راه حل به شکل رابطه (۶۰-۳) است.

$$\theta_{s2,2} - \theta_{s2,1} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} \left(\frac{\theta_{s2,2} + \theta_{s2,1}}{2} - \frac{\theta_{f2,2} + \theta_{f2,1}}{2} \right) \Delta t^* \quad ۶۰-۳$$

روابط (۵۸-۳) و (۶۰-۳) را می‌توان به صورت سیستمی از روابط جبری برای دو مجهول $\theta_{f2,2}$ و $\theta_{r2,2}$ جایگزین نمود، در حالی که θ_f و θ_r در نقاط شبکه $\vartheta_{1,1}$ و $\vartheta_{2,1}$ مشخص هستند.

$$\begin{bmatrix} 1 + \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} & -\frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \\ -\frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} & 1 + \frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{f2,2} \\ \theta_{s2,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{f1,1} \left(1 - \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \right) + \theta_{r1,1} \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \\ \theta_{f2,1} \frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} + \theta_{r2,1} \left(1 - \frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} \right) \end{bmatrix} \quad ۶۱-۳$$

قانون کرامر^۱ می‌تواند برای بدست آوردن یک راه‌حل موثر اعمال شود [۹۳]. توجه به این نکته مهم است که تمام ضرایب و بخش‌های رابطه (۶۱-۳) مستقل از z^* ، t^* ، θ_f و θ_s هستند، بنابراین می‌توان آنها را یک بار برای همیشه ارزیابی نمود. همچنین محاسبه عددی حداقل زمان محاسبه را می‌گیرد و بسیار کارآمدتر از روش اعمال شده در مراجع دیگر است [۸۵ و ۸۸].

از ماتریس شبکه شکل ۵-۳ مشاهده می‌شود که دمای سنگ و سیال در شبکه‌های $\vartheta_{i,1}$ ، شرایط اولیه می‌باشد. دمای سنگ و سیال در شبکه $\vartheta_{1,1}$ شرایط ورودی است که با زمان تغییر می‌کند. دمای ورودی سیال نسبت به زمان داده شده است. دمای سنگ (به عنوان تابعی از زمان) در ورودی را می‌توان با استفاده از رابطه (۱۱-۳) به راحتی بدست آورد، که در آن دمای سیال ورودی مشخص است. حال، از آنجایی که شرایط $\vartheta_{1,1}$ ، $\vartheta_{1,2}$ و $\vartheta_{2,1}$ مشخص است، دمای سیال و سنگ در $\vartheta_{2,2}$ به آسانی و با استفاده از رابطه (۶۱-۳) محاسبه می‌شود.

با بسط محاسبات نمونه قبل برای تمام نقاط در □ شبکه زمان و مکان، کل ماتریس راه‌حل در زمان و مکان برای سنگ‌ها و سیال بدست می‌آید. در حالی که گام‌های $\Delta z^* = 1$ محدود می‌شود، گام‌های زمان Δt^* محدودیتی ندارد.



^۱ Cramer's Rule

در انتگرال‌های عددی قبلی از قانون دوزنقه استفاده شد. خطای این پیاده‌سازی به طور مستقیم مورد تجزیه و تحلیل قرار نگرفته اما دقت قراردادی مربوط به توابع استفاده شده در این روش $O(\Delta t^2)$ می‌باشد [۹۳].

۳-۳-۵- کد کامپیوتری برای تجزیه و تحلیل محاسبات یک‌بعدی

یک کد کامپیوتری MATLAB برای انجام شبیه‌سازی و تجزیه و تحلیل برای ذخیره انرژی حرارتی محسوس ایجاد شده است. می‌توان از کدها برای محاسبه نمونه‌ها با هر یک از تنظیمات ذکر شده در بستر آکنده جامد با HTF‌های گذرنده از آن مانند شکل ۳-۳ استفاده نمود. جزئیات و ساختار این کد در مرجع [۲] موجود می‌باشد.

۳-۳-۶- نتایج عددی برای تغییر دما در ذخیره‌ساز انرژی محسوس بستر آکنده

اولین تجزیه و تحلیل سیستم ذخیره‌سازی با استفاده از یک پرکننده و سیال با مشخصات ترمودینامیکی داده شده، بر روی ساختار یک مخزن با هندسه انتخاب شده، انجام شد. مزیت کاهش معادلات حاکم به شکل بدون بعد آنها این است که با یافتن مقادیر دو پارامتر بدون بعد (H_{CR} و τ_r) تمام اطلاعات لازم در مورد مسئله شناخته می‌شود. مشخصات سیال و سنگ‌های پرکننده و همچنین ابعاد مخزن (که برای مثال تعیین کننده τ_r و H_{CR} است) در جدول ۴-۳ خلاصه شده است.

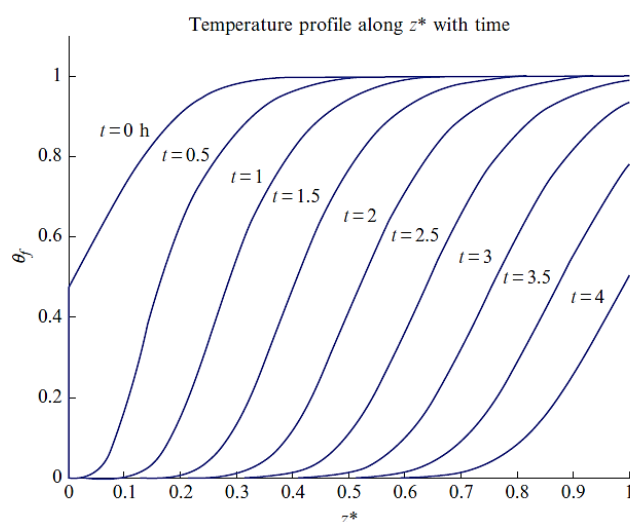
جدول ۴-۳: ابعاد و پارامترهای مخزن ترموکلاین [۹۰]

ε	τ_r	H_{CR}	H	R	t
۰/۲۵	۰/۰۱۵۲	۰/۳۰۵۱	۱۴/۶ m	۷/۳ m	۴ h
مشخصات سیال (ترمینول VP-1)					
$T_H = 395^{\circ}\text{C}$	$T_L = 310^{\circ}\text{C}$	$\rho_f = 753.75\text{kg/m}^3$		$C_f = 2474.5\text{ J/(kg K)}$	
$k_f = 0.086\text{ W/(m K)}$		$\dot{m} = 128.74\text{ kg/s}$		$\mu_f = 1.8 \times 10^{-4}\text{Pas}$	
مشخصات مواد پرکننده (سنگ‌های گرانیت)					
$\rho_s = 2630\text{ kg/m}^3$		$C_s = 775\text{ J/(kg K)}$		$k_s = 2.8\text{ W/(m K)}$	$d_r = 0.04\text{ m}$

محاسبه عددی از فرایند تخلیه با فرض شرایط اولیه مخزن شارژ شده ایده‌آل با سیال و سنگ‌هایی که هر دو دمای بالای یکسان در کل مخزن دارند (یعنی $\theta_f = \theta_s = 1$)، آغاز می‌شود. پس از تخلیه حرارت، توزیع دما در مخزن به عنوان شرایط اولیه فرایند شارژ بعد از آن در نظر گرفته می‌شود. زمان تخلیه و شارژ هر کدام ۴ ساعت تنظیم شده است. نرخ جریان جرمی سیال به گونه‌ای تعیین شده که مخزن خالی (بدون پرکننده) حتماً در ۴ ساعت توسط سیال پر شود. مشخص شده که با پیکربندی فعلی، پس از پنج چرخه شارژ و تخلیه، نتایج کلیه فرایندهای شارژ و تخلیه بعدی یکسان

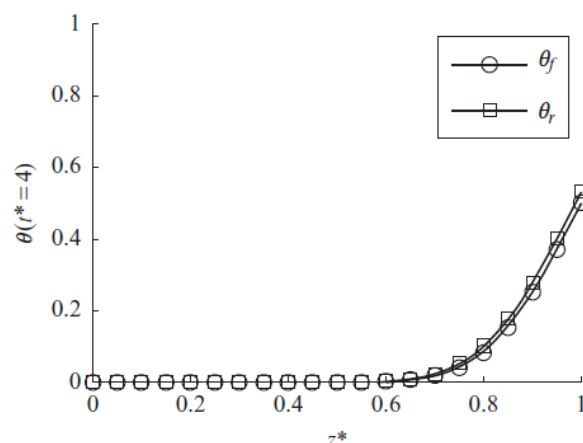
است. بنابر این فرض بر آن است که پس از آن راه حل مستقل از اولین شرایط اولیه است. داده‌های ارائه شده در ادامه این بخش نتایج حاصل از فرایندهای شارژ و تخلیه چرخه‌ای پس از پنج چرخه می‌باشند.

در شکل ۳-۶ پروفیل‌های دما در مخزن در طی یک فرایند تخلیه نشان داده شده است که در آن مایع سرد از پایین مخزن وارد مخزن می‌شود. مکان $z^* = 0$ برای فرایند تخلیه در پایین مخزن قرار دارد. کامل شدن پروفیل دما با عملکرد تخلیه، انتشار موج گرما و خروج سیال دما بالا از مخزن ذخیره را نشان می‌دهد. دمای سیال در خروجی ($z^* = 1$) مخزن پس از سه ساعت تخلیه به تدریج کاهش می‌یابد. در پایان فرایند تخلیه، توزیع دما در امتداد مخزن در شکل ۳-۷ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که دمای سیال و سنگ که به ترتیب با θ_f و θ_s (وقتی پرکننده سنگ باشد، θ_s با θ_f نشان داده می‌شود) نشان داده می‌شوند در ناحیه z^* کمتر از 0.7 تقریباً صفر است، این بدان معنی است که گرمای موجود در سنگ‌ها در این ناحیه به طور کامل توسط سیال عبوری استخراج شده است. در ناحیه از $z^* = 0.7$ تا $z^* = 1.0$ دمای سیال و سنگ به تدریج بالاتر می‌رود که نشان می‌دهد مقداری گرما در مخزن باقی مانده است [۲].



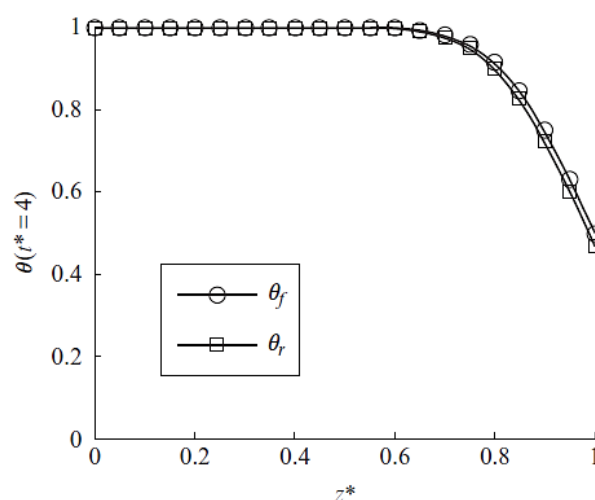
شکل ۳-۶: مشخصات دمای سیال بدون بعد در مخزن در هر نیم ساعت





شکل ۳-۷: توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از $t^* = 4$ تخلیه (در اینجا از θ_r برای نشان دادن θ_s استفاده می‌شود، زیرا از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است)

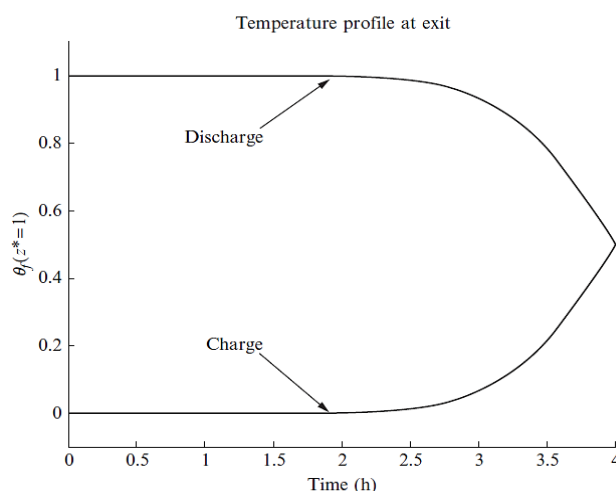
یک فرایند شارژ حرارتی سناریوی انتشار موج گرمایی مشابه تخلیه دارد. درجه حرارت برای سیال و پرکننده در امتداد جهت جریان در شکل ۳-۸ پس از ۴ ساعت شارژ نشان داده شده است. در طی یک فرایند شارژ، سیال از بالا به مخزن می‌ریزد، جایی که z^* صفر تنظیم می‌شود. مشاهده می‌شود که برای ناحیه پایین (z^* از ۰/۷ تا ۱/۰) دمای سیال و سنگ‌ها به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. در این ناحیه اختلاف دمایی کمی بین HTF و سنگ‌ها نیز وجود دارد [۲].



شکل ۳-۸: توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از $t^* = 4$ شارژ (در اینجا از θ_r برای نشان دادن θ_s استفاده می‌شود، زیرا از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است)

نمودار بعدی، تغییر θ_f در $z^* = 1$ به دلیل پیشرفت زمان بدون بعد برای فرایند شارژ یا تخلیه است. شکل ۳-۹ رفتار θ_f را در هر دو دوره شارژ و تخلیه نشان می‌دهد. برای چرخه شارژ، θ_f زمانی شروع به افزایش می‌کند که تمام سیال سرد اولیه از مخزن ترموکلاین خارج شده باشد. برای مخزن ترموکلاین در نظر گرفته، سیالاتی که برای اولین بار

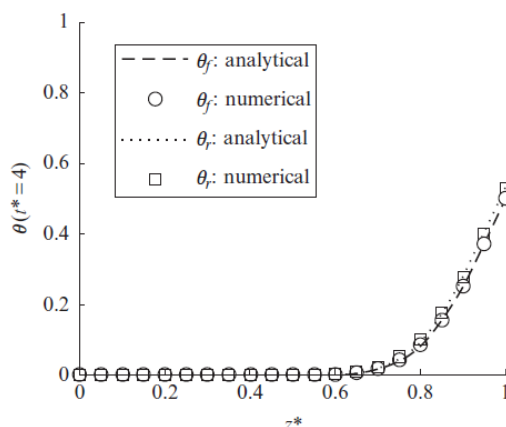
در ابتدای چرخه وارد مخزن شده‌اند، در $t^* = 1$ به طور کامل در مخزن حرکت کرده‌اند که نشان می‌دهد سیال سرد اولیه موجود در مخزن از آن خارج شده است. به همین ترتیب، در طی چرخه تخلیه پس از خارج شدن سیال گرم اولیه موجود در مخزن، سیال سردی که برای اولین بار در ابتدای چرخه از پایین وارد شد، در $t^* = 1$ به طور کامل در مخزن حرکت کرده است. در $t^* = 2.5$ یا $t = 2.5 \text{ h}$ ، دمای مایع θ_f شروع به کاهش می‌کند. دلیل این امر آن است که انرژی حاصل از بستر سنگ به طور قابل توجهی تخلیه شده و سیال سرد ورودی تا زمان خروج از مخزن ذخیره‌سازی دیگر نمی‌تواند تا $\theta_f = 1$ گرم شود [۲].



شکل ۳-۹: تغییرات دمایی بدون بعد از سیال خروجی در $z^* = 1$ برای فرایندهای شارژ و تخلیه

نتایج عددی با سناریوی مورد انتظار که در بخش ۳-۵- شرح داده می‌شود، مطابقت دارد. برای تایید این روش عددی، راه حل‌های تحلیلی با استفاده از روش تبدیل لاپلاس توسط نویسندگان مرجع [۹۴] انجام شده است. شایان ذکر است این روش فقط برای نمونه‌هایی با دمای سیال ورودی ثابت و پروفیل دمای اولیه ساده امکان‌پذیر است. نتایج مقایسه شده در شکل ۳-۱۰ در همان شرایط عملکردی بدست می‌آیند. در واقع که از حالت اولیه کاملاً شارژ شده شروع و برای پنج تکرار از فرایندهای شارژ و تخلیه چرخه‌ای اجرا می‌شوند. توزیع دمای سیال در امتداد مخزن ($z^* = 0$) برای پایین مخزن) بدست آمده از نتایج عددی با نتایج تحلیلی بسیار مطابقت دارد. این اساساً اثربخشی و قابلیت اطمینان روش عددی ارائه شده در مطالعه مذکور را اثبات می‌کند.

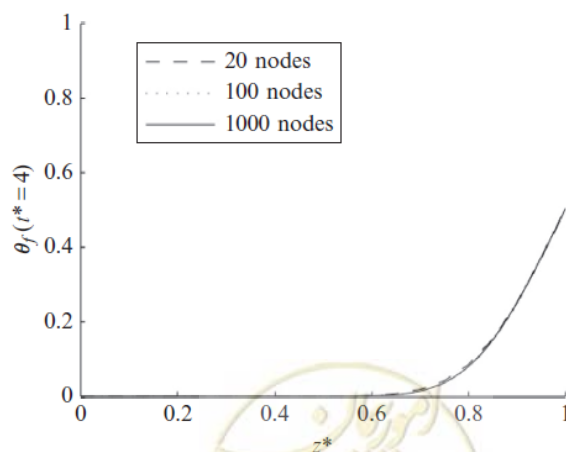




شکل ۳-۱۰: مقایسه نتایج عددی و تحلیلی توزیع دما در مخزن پس از زمان $t^* = 4$ دشارژ (در اینجا از θ_r برای نشان دادن θ_s استفاده می‌شود، زیرا در مثال از سنگ‌ها به عنوان ماده ذخیره‌سازی استفاده شده است)

همان‌طور که مشاهده می‌شود، توزیع دما در امتداد z^* در انتهای شارژ غیرخطی است. این توزیع، شرط اولیه چرخه تخلیه بعدی خواهد بود. به همین ترتیب، یک فرایند تخلیه منجر به توزیع درجه حرارت غیرخطی می‌شود که این شرط اولیه برای شارژ بعدی خواهد بود. بدیهی است که راه حل‌های تحلیلی ارائه شده توسط شومان [۸۳] نمی‌توانند از پس این نوع شرایط برآیند.

مقایسه ویژه دیگری برای نشان دادن کارایی روش در حل نمودن فرم بدون بعد معادلات حاکم انجام شده است. در شکل ۳-۱۱ پروفیل‌های دما در $t^* = 4$ با استفاده از تعداد مختلف گره (۲۰، ۱۰۰ و ۱۰۰۰) برای z^* بدست آمده است. سطح بالای دقت روش عددی مورد استفاده، حتی فقط با استفاده از ۲۰ گره، دقت و پایداری روش را با حداقل زمان محاسبه نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۱: مقایسه توزیع دمای بدون بعد در مخزن پس از زمان $t^* = 4$ تخلیه برای تعداد مختلفی از گره‌های گسسته.

۳-۴- مدل انتقال حرارت یک بعدی برای بستر آکنده PCM کپسوله شده

در این بخش، نمونه مورد استفاده، PCM کپسوله شده است که به عنوان ماده ذخیره‌ساز در نظر گرفته شده است. بر اساس نحوه استفاده از PCM، ترکیبی از گرمای محسوس و نهان، اجازه می‌دهد تا چگالی ذخیره انرژی به طور قابل توجهی بالاتر از استفاده از گرمای محسوس به صورت تنها باشد. مطالعات تجربی در مورد مواد مختلف پرکننده مخزن، عملکرد بالا به واسطه استفاده از PCM را تایید می‌کنند. این مطالعات کاهش حجم مخزن به میزان ۱۰ برابر را نشان داده و پرکننده‌های PCM را به عنوان گزینه‌های مناسب برای همه کاربردهای ذخیره انرژی حرارتی معرفی کرده‌اند [۹۵-۹۷ و ۱۷].

تلاش‌ها برای مدل‌سازی ذخیره‌ساز انرژی حرارتی به سال ۱۹۲۹ توسط شومان برمی‌گردد [۸۳] که معادلات ارائه شده توسط وی مبنایی را برای نمایش جریان سیال از طریق یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده متخلخل، شکل داد. مراجع [۸۴ و ۵] مدل‌ها را توسعه دادند و اخیراً ون لو^۱ و همکاران [۹۰] از روش مشخصات برای تولید یک راه‌حل عددی مستقیم، سریع و دقیق به منظور مدل‌سازی فعل و انفعالات ترموکلاين استفاده نمودند. در مرجع [۹۸] مدلی برای یک فرایند شارژ ساده مخزن با پرکننده PCM به منظور مطالعه پارامتریک مشخصات مواد ارائه شد. در ادامه مدلی توسط وو و همکاران [۹۹] یک روش محدود دیفرانسیلی ضمنی را برای حل معادلات نمونه با پرکننده PCM در مخزن به عنوان یک سناریوی کلی تر اعمال نمود، اگرچه نتایج حاصل از این مدل عجیب بود و نوسانات زیادی را در پروفیل‌های توزیع دما نشان می‌داد. برای غلبه بر رسانایی حرارتی کم مواد PCM، مراجع [۱۰۱-۱۰۰] تقویت انتقال حرارت با استفاده از ترموسیفون^۲ یا لوله حرارتی را ارائه دادند. پیکربندی‌های مختلف با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)^۳ بررسی شدند و پارامترهای طراحی بهینه بدست آمد. آرچیبولد^۴ و همکاران توجه خود را به جریان سیال و انتقال حرارت از PCM کپسوله شده کروی متمرکز کردند [۱۰۲] که در نتیجه آن گرداب‌های چرخشی^۵ در ناحیه فوقانی یافت شدند و موجب ذوب شدیدتر در این ناحیه گردیدند. از سوی دیگر، ویشاک و جیلانی^۶ از روش آنتالپی اصلاح شده برای بررسی زمان ذوب در ساختارهای ذخیره مستطیلی، استوانه‌ای و پوسته استوانه‌ای استفاده کردند [۱۰۳] که حداقل زمان ذوب برای ذخیره‌ساز پوسته استوانه‌ای بود. آنها همچنین اثرات دمای ورودی HTF را بررسی نمودند. علی‌رغم تلاش‌های

^۱ Van Lew

^۲ Thermosiphons

^۳ Computational Fluid Dynamics

^۴ Archibold

^۵ Recirculating Vortexes

^۶ Vyshak and Jilani



فراوان انجام شده، هنوز مدل جامع و دقیقی برای ذخیره انرژی حرارتی با یک پرکننده PCM کپسوله شده ارائه نشده است.

پس از موفقیت ون لو و همکاران [۹۰] و به دنبال آن با گسترش نیاز به آنالیز پرکننده PCM کپسوله شده، تحقیقات مختلفی انجام شد. در این ارتباط، یک نسخه مبتنی بر آنتالپی از روابط شومان برای ردیابی فعل و انفعالات در طول فرایندهای ترموکلاين استفاده شد (تغییر به ویژه در ناحیه نهان که در آن دمای پرکننده PCM ثابت است، ضروری می باشد). مجموعه جدیدی از روابط برای کاربردهای کلی بی بعدسازی^۱ تهیه شدند. با داشتن روابط حاصل از نوع هذلولی، از روش مشخصات برای یک راه حل عددی استفاده شد. این فرایند با توجه به شبکه گسسته در زمان و مکان، دمای سیال و آنتالپی پرکننده PCM را نتیجه می دهد. با معادلاتی که در ادامه آورده خواهد شد با فرم مشابه آنچه که ون لو به دست آورد، انتظار می رود که روش مذکور یک راه حل مستقیم، دقیق و کارآمد تولید نماید.

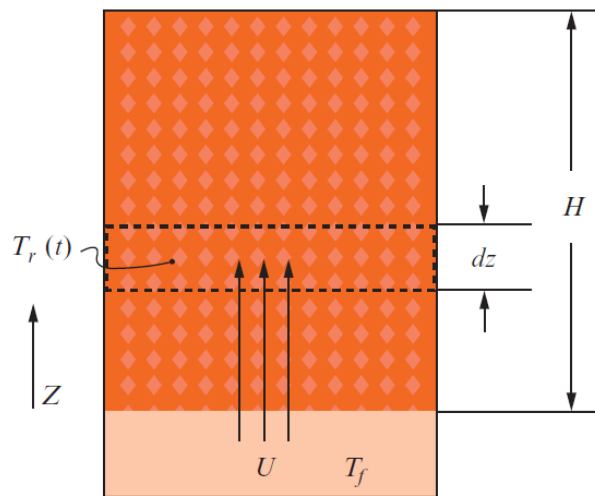
افزودن آنتالپی به ملاحظات، به یک معادله حالت نیاز دارد تا شکاف ناشناخته ها برای حل را از بین ببرد. برای کاربرد مناسب این روابط (معادلات) در فعل و انفعالات ترموکلاين حاکم، حالات فاز پرکننده PCM باید با جزئیات بررسی شود. از همه مهم تر، برای حفظ دقت در بررسی تغییر حالت های فازی پرکننده PCM در کل فضا، پیگیری دقیق واسطه های حالت فازی پرکننده PCM نیز باید به خوبی انجام شود. روش مشخصات، امکان استفاده مناسب از معادلات برای همه جهت گیری ها و شرایط ممکن از واسطه های حالت فازی پرکننده PCM در شبکه عددی مشخصات را فراهم می کند. اگرچه میزان عمومیت و تطبیق پذیری این روش به کامل بودن نمونه های فیزیکی در کاربرد آن بستگی دارد.

۳-۴-۱- مدل ریاضی

برای بدست آوردن معادلات حاکم بر فعل و انفعالات پرکننده PCM و سیال در ترموکلاين، ابتدا برخی فرضیات لازم است. فرض بر این است که جریان سیال در مخزن کاملاً عمودی و همراه با توزیع یکنواخت سیال در جهت شعاعی است، همان طور که در شکل ۳-۱۲ نشان داده شده است. این مساله موجب کاهش توجه به بعد فضایی z می شود که جهت جریان سیال را دنبال می کند. در این راستا، z به یک سیستم مختصات تبدیل می شود و این امکان را فراهم می کند که از معادلات حاکم برای فرایندهای شارژ و تخلیه استفاده نمود. خواص ترموفیزیکی سیال با دما تغییرناپذیر فرض می شود و بنابراین ثابت است. نمای کلی مخزن ترموکلاين برای مدل سازی را می توان در شکل ۳-۱۲ مشاهده نمود [۲].



^۱ Nondimensionalized



شکل ۳-۱۲: ترموکلاين کلی (سنگریزه یا کپسول PCM) برای مدل‌سازی

با فرضیات مشخص، برای حجم کنترل دیفرانسیلی انتخاب شده، تعادل انرژی سیال و پرکننده اعمال شده است. برای سیال، بخش‌های لازم شامل آنتالپی جریان در داخل و خارج حجم، تبادل انرژی بین سیال و مواد پرکننده PCM در داخل حجم و تغییر انرژی داخلی سیال در زمان مورد نظر است. رابطه حاکم بر سیال به شکل رابطه (۳-۶۲) می‌باشد.

$$\rho_f C_f V_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h S_s (T_s - T_f) \quad (3-62)$$

برای پرکننده PCM، فقط نیاز به در نظر گرفتن تبادل انرژی بین آن و سیال و تغییر انرژی داخلی پرکننده PCM در زمان مورد نظر می‌باشد. معادله حاکم بر پرکننده PCM، رابطه (۳-۶۳) است.

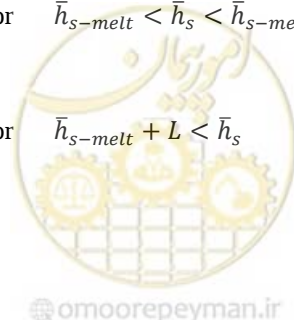
$$\rho_s V_s \frac{\partial \bar{h}_s}{\partial t} = -h S_s (T_s - T_f) \quad (3-63)$$

معادلات قبلی هنوز یک بخش دمای پرکننده PCM را دارند، که در مرجع [۲] برای معادله حالت مربوط به آنتالپی هر حالت فازی پرکننده PCM به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

$$T_s = \frac{\bar{h}_s - \bar{h}_{s-ref}}{C_{s-s}} + T_{s-ref} \quad \text{for } \bar{h}_s < \bar{h}_{s-melt}$$

$$T_s = T_{s-melt} \quad \text{for } \bar{h}_{s-melt} < \bar{h}_s < \bar{h}_{s-melt} + L \quad (3-64)$$

$$T_s = \frac{\bar{h}_s - (\bar{h}_{s-melt} + L)}{C_{s-l}} + T_{s-melt} \quad \text{for } \bar{h}_{s-melt} + L < \bar{h}_s$$



برای این مدل یک بعدی مبتنی بر آنتالپی، با توجه به این که اندازه پرکننده‌های کپسوله شده کوچک است که منجر به عدد بیو کم می‌شود، فرض ظرفیت یکپارچه اعمال می‌شود. با این حال، اگر مواد پرکننده کپسوله شده بزرگ باشند که عدد بیوی زیادی دارند، مقاومت حرارتی داخلی قابل توجه می‌شود و باید تغییری در ظرفیت یکپارچه در نظر گرفته شود. این کار را می‌توان با افزودن یک ضریب انتقال حرارت همرفت موثر در روابط (۳-۶۲) و (۳-۶۳) انجام داد. جزئیات استخراج فرمول ضریب انتقال حرارت موثر در مرجع [۷۰] ارائه شده است.

به طور کلی، با معرفی متغیرهای زیر، از تحلیل بدون بعد برای معادلات حاکم استفاده شد [۲]. دماهای T_L و T_H برای سیستم مشخص است که به ترتیب نشان دهنده بالاترین دمای سیال ورودی مورد استفاده برای گرمایش در طی فرایند شارژ و کمترین دمای سیال استفاده شده برای خنک‌سازی در طی فرایند تخلیه می‌باشند.

$$\theta_f = \frac{T_f - T_L}{T_H - T_L} \quad ۶۵-۳$$

$$\theta_s = \frac{T_s - T_L}{T_H - T_L} \quad ۶۶-۳$$

$$t^* = \frac{t}{H/U} \quad ۶۷-۳$$

$$z^* = \frac{z}{H} \quad ۶۸-۳$$

$$\eta_s = \frac{\bar{h}_s - \bar{h}_{s-ref}}{C_{s-s}(T_{melt} - T_L)} \quad ۶۹-۳$$

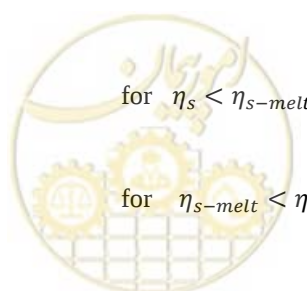
معادلات حاکم به شکل بدون بعد دنبال شدند. توجه به این نکته لازم است که متغیرهای با زیرنویس "melt" و "r-ref" برابر با مقادیر متصل شده به متغیرهای بدون بعد خود هستند (مثل $\theta_s(T_s = T_{s-melt}) \rightarrow \theta_{s-melt}$).

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) \quad ۷۰-۳$$

$$\frac{\partial \eta_s}{\partial t^*} = \frac{-H_{CR}}{\tau_r} \frac{1}{\theta_{s-melt}} (\theta_s - \theta_f) \quad ۷۱-۳$$

$$\theta_s = \eta_s \theta_{s-melt} + \theta_{s-ref} \quad \text{for } \eta_s < \eta_{s-melt} \quad ۷۲-۳$$

$$\theta_s = \theta_{s-melt} \quad \text{for } \eta_{s-melt} < \eta_s < \eta_{s-melt} + \frac{1}{Stf}$$



$$\left(\eta_s - \left(\eta_{s-melt} + \frac{1}{Stf} \right) \right) \left(\frac{C_{s-s}}{C_{s-l}} \right) \theta_{s-melt} + \theta_{s-melt} \quad \text{for} \quad \eta_{s-melt} + \frac{1}{Stf} < \eta_s$$

در روابط فوق، پارامترهای بدون بعد به صورت روابط (۷۳-۳) تا (۷۵-۳) تعریف می‌شوند [۲].

$$\tau_r = \frac{U \rho_f C_f V_f}{H h S_s} \quad ۷۳-۳$$

$$H_{CR} = \frac{\rho_f C_f V_f}{\rho_s C_{s-s} V_s} \quad ۷۴-۳$$

$$S_{tf} = \frac{C_{s-s}(T_{s-melt} - T_L)}{L} \quad ۷۵-۳$$

۳-۴-۲- روش عددی و فرایند حل

برای حل معادلات ارائه شده از روش مشخصات استفاده شد. با استفاده از یک اندازه گام مساوی در زمان و مکان، $\Delta t^* = \Delta z^*$ ، شبکه‌ای انتخاب شده که دارای دو مشخصه قطری $t^* = z^*$ و مشخصه عمودی $Z^* = constant$ می‌باشد که در شکل ۵-۳ نشان داده شده است. گام‌ها در زمان با $j = 1, 2, \dots, N$ و در مکان با $i = 1, 2, \dots, M$ بیان می‌شوند. در امتداد مشخصه قطری $t^* = z^*$ ، با گرفتن مشتق از رابطه (۷۰-۳)، رابطه (۷۶-۳) بدست می‌آید [۲].

$$\frac{D\theta_f}{Dt^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) \quad ۷۶-۳$$

در اینجا، برای اولین بار مزیت استفاده از روش مشخصات برای سیستم هذلولی مشاهده می‌شود. با انتخاب مشخصه قطری، معادله سیال از یک معادله دیفرانسیل جزئی به یک معادله دیفرانسیل معمولی در امتداد این منحنی کاهش می‌یابد. با جداسازی و انتگرال‌گیری رابطه (۷۷-۳) بدست می‌آید.

$$\int d\theta_f = \int \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۷۷-۳$$

فرایند مشابه برای تعادل انرژی پرکننده PCM ادامه می‌یابد. معادله (۷۱-۳) در امتداد مشخصه $Z^* = constant$ حل شده و با استفاده از جداسازی و انتگرال‌گیری، رابطه (۷۸-۳) حاصل می‌شود.

$$\int d\eta_s = \int \frac{-H_{CR}}{\tau_r} \frac{1}{\theta_{s-melt}} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۷۸-۳$$



مشخص است که این نتیجه نشان دهنده سیستمی از معادلات دیفرانسیل معمولی در امتداد مشخصات مربوطه است. با مراجعه به شبکه در شکل ۳-۵، مشاهده می‌شود که هر دو مشخصه در زمان و مکان پیش می‌روند. در این مطالعه، از این روش در کل شبکه گره‌ای استفاده شده است. ماهیت هذلولی (هیپربولیک) معادلات اصلی، اطلاعات را به صورت موجی از گره‌ای به گره دیگر منتقل می‌کند. به عنوان مثال، دو گره مجاور مکانی در زمان $j=1$ ، $\vartheta_{1,1}$ و $\vartheta_{2,1}$ انتخاب شدند که به عنوان نقاط شروع انتشار اطلاعات از طریق مشخصات متناظر عمل می‌کنند. پس از گذشت یک گام زمانی به $j=2$ ، نقطه برخورد دو مشخصه، $\vartheta_{2,2}$ از دو گره، شروع اطلاعات را دریافت خواهد کرد. برای نشان دادن این حالت از نظر ریاضی، از انتگرال‌گیری عددی معادلات استفاده شده است. در امتداد مشخصه قطری، معادله (۳-۷۷) به صورت رابطه (۳-۷۹) می‌شود.

$$\int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\theta_f = \int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۷۹-۳$$

با استفاده از قانون دوزنقه‌ای برای انتگرال سمت راست، رابطه (۳-۷۹) به صورت رابطه (۳-۸۰) تغییر می‌کند.

$$\theta_{f2,2} - \theta_{f1,1} = \frac{\Delta t^*}{\tau_r} \left(\frac{\theta_{s2,2} + \theta_{s1,1}}{2} - \frac{\theta_{f2,2} + \theta_{f1,1}}{2} \right) \quad ۸۰-۳$$

با تکرار فرایند برای رابطه (۳-۷۸)، رابطه (۳-۸۱) حاصل می‌شود.

$$\int_{\vartheta_{2,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\eta_s = \int_{\vartheta_{2,1}}^{\vartheta_{2,2}} \frac{-H_{CR}}{\tau_r} \frac{1}{\theta_{s-melt}} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad ۸۱-۳$$

با اجزای قانون دوزنقه‌ای برای انتگرال سمت راست، راه حل انتگرال به صورت رابطه (۳-۸۲) تغییر کرد.

$$\eta_{s2,2} - \eta_{s2,1} = -\frac{\Delta t^* H_{CR}}{\tau_r \theta_{r-melt}} \left(\frac{\theta_{s2,2} + \theta_{s2,1}}{2} - \frac{\theta_{f2,2} + \theta_{f2,1}}{2} \right) \quad ۸۲-۳$$

با استفاده از معادله حالت (۳-۷۲) برای تبدیل مقدار دمای نامشخص پرکننده PCM در گره $\vartheta_{2,2}$ به آنتالپی بر اساس حالت فاز مکانی پرکننده PCM در سمت چپ روابط (۳-۸۰) و (۳-۸۲)، دو مقدار نامشخص $\theta_{f2,2}$ و $\eta_{r2,2}$ حل می‌شوند. با این مقادیر بدست آمده، یک گام در مکان جلوتر رفته و از جفت جدید گره‌های همسایه $\vartheta_{2,1}$ و $\vartheta_{3,1}$ برای تعیین مقدار در گره $\vartheta_{3,2}$ استفاده شد. این روش تا بدست آوردن تمام مقادیر در $j=2$ تکرار می‌شود. سپس جابجایی مکانی را به طور کامل در $j=2$ تکرار نموده تا تمام مقادیر جدید در $j=3$ بدست آیند.

با یک شرط مرزی فراهم شده در ورودی $i=1$ ، همراه با یک شرط اولیه در زمان $j=1$ در مخزن ذخیره‌سازی، می‌توان راه‌حل‌ها را در مکان جابجا کرد، در زمان به صورت گام به گام جلو رفت و تکرار کرد تا زمانی که کل شبکه کاملاً

محاسبه شود. استفاده از قانون دوزنقه‌ای برای انتگرال‌گیری عددی به معنای دقت $O(\Delta t^2)$ می‌باشد [۹۳]. نمونه قبلی محاسبات مثال ساده‌ای است که روند عددی اعمال شده را مشخص می‌کند.

با اضافه شدن تغییرات حالت فاز پرکننده PCM، تعداد زیادی از نکات فنی باید در نظر گرفته شوند. در حالی که استفاده از معادله حالت و حل سیستم معادلات به سادگی در مناطق حالت فاز پیوسته دنبال می‌شود، واسطه‌های حالت فاز پرکننده PCM و جابجایی آنها در شبکه مشخصات، مجموعه‌ای از محاسبات پیچیده‌تر را ایجاد می‌کنند. محاسبات عددی لازم معمولاً به محاسبات نوع "مرزی" و "مکانی (فاصله‌ای)" تقسیم می‌شدند. در این موارد، تمام موارد گرمایش و سرمایش بین انواع مختلف حالت‌های فاز پرکننده PCM، حضور و موقعیت واسط حالت فاز پرکننده PCM و امکان گرم شدن بیش از حد و سرد شدن بیش از حد نیز مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در شبکه عددی انتخاب شده، اطلاعات فقط می‌توانند با سرعت مشخصه (خاص) منتشر شوند. با شرایط گرمایش یا سرمایش شدید، می‌توان واسطی را پیدا کرد که با سرعت بیش از ۴۵ درجه (مشخصه قطری) حرکت می‌کند، در این نقطه موقعیت آن باید در حالت حداکثری حفظ شود و انتقال انرژی اضافی در آنتالپی پرکننده PCM در واسط حالت فاز نیز جمع می‌شود [۲].

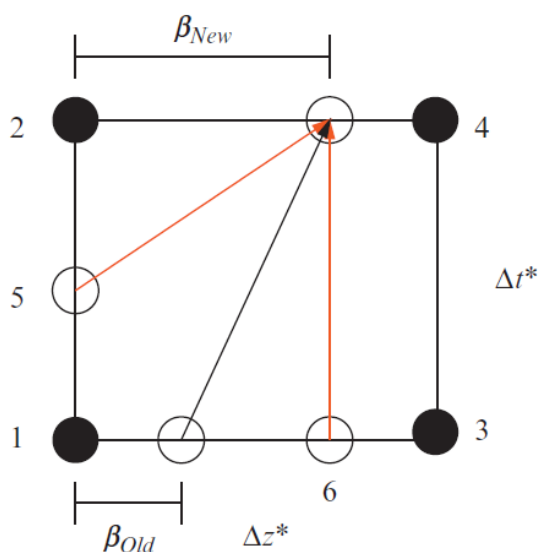
در مرز $(i=1)$ ، فقط مشخصه عمودی برای محاسبه استفاده شد و مقادیر مشخص سیال اجازه محاسبه مستقیم در این نقطه از مکان را برای همه نمونه‌های زمان می‌دهند. آنالیز نتایج آنتالپی پرکننده PCM هر گونه تغییر حالت فاز ایجاد شده در پرکننده را مشخص می‌کند. به طور کلی، مدل شامل ۱۱ مورد برای محاسبات شبکه از این نوع است. این موارد عبارتند از:

- (۱) حالت فاز جامد پیوسته؛
- (۲) حالت فاز ذوب پیوسته؛
- (۳) حالت فاز مایع پیوسته؛
- (۴) شروع واسط حالت فاز انجماد^۱ با گرمایش؛
- (۵) شروع واسط حالت فاز انجماد با سرمایش؛
- (۶) شروع واسط حالت فاز ذوب با گرمایش؛
- (۷) شروع واسط حالت فاز ذوب با سرمایش؛
- (۸) شروع واسط حالت فاز انجماد با گرمایش بیش از حد؛
- (۹) شروع واسط حالت فاز انجماد با سرمایش بیش از حد؛
- (۱۰) شروع واسط حالت فاز ذوب با گرمایش بیش از حد؛
- (۱۱) شروع واسط حالت فاز ذوب با سرمایش بیش از حد.

^۱ Solidus



برای کنترل شبکه‌های گسسته در فضای مخزن، با روابط حاصل از تلاقی دو مشخصه کار شده است. محاسبه ویژه به حالت(های) فاز موجود و قرارگیری واسط فاز در بین خطوط مشخصه مربوطه بستگی دارد. برای جزئیات بهتر فرایند، نمونه‌ای در نظر گرفته شده که جابجایی واسط حالت فاز در یک لحظه از زمان باعث می‌شود که نمونه در همان بلوک در شبکه گسسته باشد. با تمام مقادیر مشخص شده در زمان فعلی، ابتدا مشخصات راه حل برای حل موقعیت واسط فاز در زمان جدید، β_{New} ، که نمایانگر موقعیت کسری از واسط حالت فاز در شبکه $0 < \beta < 1$ است، شیف‌ت داده شد. فضای حل عمومی مربوطه در شبکه گسسته را می‌توان در شکل ۳-۱۳ مشاهده نمود[۲].

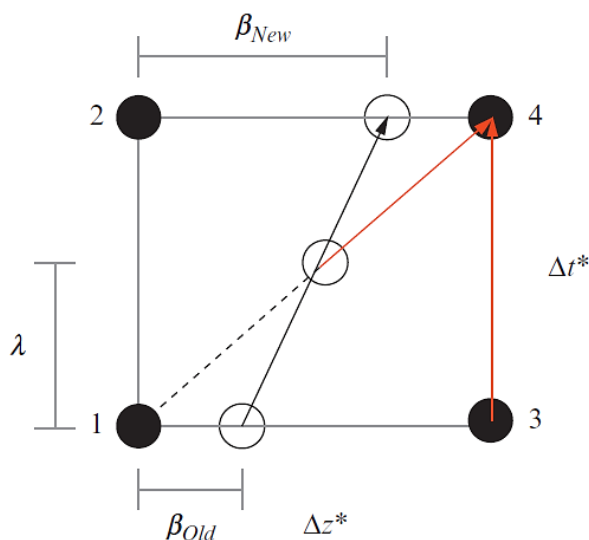


شکل ۳-۱۳: شبکه راه حل برای اولین مرحله از جابجایی استاندارد واسط فضایی (فاصله‌ای)

مشخصات مانند قبل، با انتگرال‌گیری از رابطه سیال از نقطه ۵ به محل واسط β_{New} و معادله آنتالپی پرکننده PCM از نقطه ۶ به محل واسط β_{New} ، گسسته شد. استفاده از درون‌یابی خطی (با استفاده از نزدیک‌ترین نقاط مشخص) برای بخش‌های میانی ۵ و ۶، به دنبال حذف دمای سیال ناشناخته در β_{New} از سیستم، منجر به یک چند جمله‌ای درجه دوم برای حل β_{New} می‌شود. از تعریف قبلی که ذکر شد، $0 < \beta < 1$ ، انتخاب ریشه مناسب به سادگی دنبال می‌شود. با پیدا شدن موقعیت در زمان جدید، مقدار سیال مربوطه از معادلات مشخصه بدست می‌آید.

با جابجایی واسط حالت فازی که اکنون در شبکه تعریف شده است، به تعریف مقادیر لازم در نقطه بالا سمت راست در رفت و برگشت مکانی پرداخته می‌شود. به دلیل وجود یک واسط حالت فازی، مشخصه راه‌حل باید بر این اساس تقسیم شده باشد. روش کلی در شکل ۳-۱۴ نشان داده شده است.





شکل ۳-۱۴: شبکه راه‌حل برای مرحله دوم جابجایی استاندارد واسط فضایی (فاصله‌ای)

برای کسب مقادیر، درونیابی خطی در امتداد واسط در تلاقی آن با مشخصه قطری اعمال شد. سرانجام، سیستم معادلات تعریف شده توسط دو مشخصه قبلی برای دمای سیال و پرکننده PCM در نقطه ۴ حل شد.

به طور کلی، مدل برای محاسبات شبکه فضایی (فاصله‌ای) شامل ۱۹ ملاحظه می‌باشد. این موارد عبارتند از:

- (۱) فاز جامد پیوسته؛
- (۲) فاز ذوب پیوسته؛
- (۳) فاز مایع پیوسته؛
- (۴) واسط فاز انجماد در داخل شبکه با گرمایش؛
- (۵) واسط فاز انجماد در داخل شبکه با سرمایش؛
- (۶) واسط فاز ذوب در داخل شبکه با گرمایش؛
- (۷) واسط فاز ذوب در داخل شبکه با سرمایش؛
- (۸) واسط فاز انجماد که با مشخصه عمودی با گرمایش تقاطع دارد؛
- (۹) واسط فاز انجماد که با مشخصه عمودی با سرمایش تقاطع دارد؛
- (۱۰) واسط فاز ذوب که با مشخصه عمودی با گرمایش تقاطع دارد؛
- (۱۱) واسط فاز ذوب که با مشخصه عمودی با سرمایش تقاطع دارد؛
- (۱۲) واسط فاز انجماد که با گرمایش حوزه فضایی را ترک می‌کند؛
- (۱۳) واسط فاز انجماد که با سرمایش حوزه فضایی را ترک می‌کند؛
- (۱۴) واسط فاز ذوب که با گرمایش حوزه فضایی را ترک می‌کند؛
- (۱۵) واسط فاز ذوب که با سرمایش حوزه فضایی را ترک می‌کند؛

(۱۶) واسط فاز انجماد که با مشخصه عمودی با گرمایش بیش از حد تقاطع دارد؛

(۱۷) واسط فاز انجماد که با مشخصه عمودی با سرمایش بیش از حد تقاطع دارد؛

(۱۸) واسط فاز ذوب که با مشخصه عمودی با گرمایش بیش از حد تقاطع دارد؛

(۱۹) واسط فاز ذوب که با مشخصه عمودی با سرمایش بیش از حد تقاطع دارد.

بررسی‌های گسترده‌ای برای اطمینان از دقت و درستی الگوریتم انجام شد. برای جزئیات بیشتر می‌توان به مرجع [۱۶] مراجعه نمود. در ادامه این بخش چند مثال برای نشان دادن توانایی‌های الگوریتم مذکور ارائه خواهد شد.

۳-۴-۳- نمونه‌ای از نتایج حاصل از راه حل عددی برای بستر آکنده کپسول‌های PCM

در این بخش، به صورت خلاصه برخی از قابلیت‌های مدل برای PCM کپسوله شده توسعه یافته و کاربردی نشان داده می‌شود. در این مطالعه، ابتدا یک فرایند شارژ/تخلیه ساده برای یک ترموکلاپین با استفاده از این نوع مواد در نظر گرفته خواهد شد.

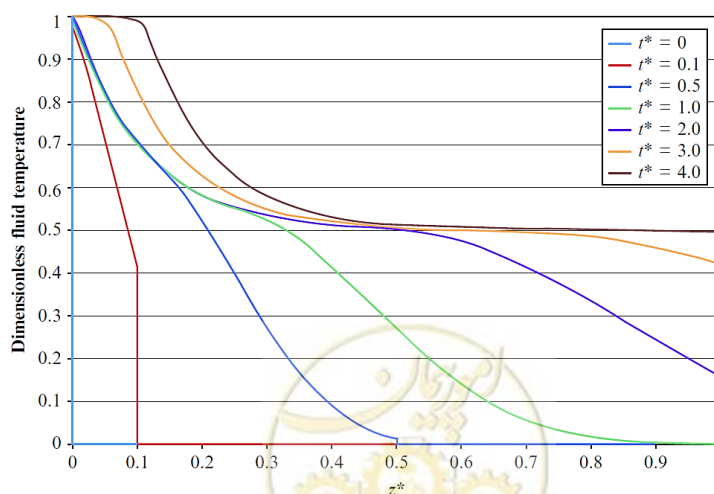
بررسی با فرایند شارژ شروع می‌شود و پارامترهای عددی اصلی به صورت ذیل تنظیم می‌شوند [۲].

$$H_{CR} = 0.5785; \tau_r = 0.1117; \theta_{finlet} = 1; \theta_{fo} = \theta_{so} = 0; \theta_{s-melt} = 0.5$$

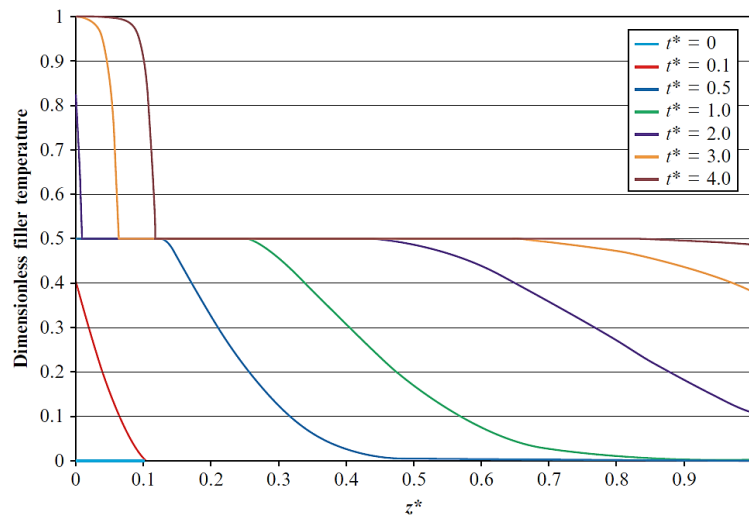
۸۳-۳

$$\theta_{s-ref} = 0; \eta_{s-melt} = 1; \frac{C_{s-s}}{C_{s-l}} = 1.1268; Stf = 0.1143; \Delta t^* = \Delta z^* = 0.001$$

دمای اولیه یکنواخت در مخزن توسط HTF در دمای ثابت بالاتر گرم می‌شود. گرمایش از حالت اولیه تا زمان نهایی بدون بعد ۴/۰ رخ داده است، که برای آن پروفیل‌های دما در زمان‌های بدون بعد ۰، ۰/۱، ۰/۵، ۱/۰، ۲/۰، ۳/۰ و ۴/۰ نمایش داده می‌شوند. این منحنی‌ها را می‌توان در شکل ۳-۱۵ و شکل ۳-۱۶ به ترتیب برای سیال و پرکننده PCM مشاهده نمود.



شکل ۳-۱۵: پروفیل‌های دمای سیال در لحظه‌های زمانی مختلف برای فرایند شارژ پرکننده PCM

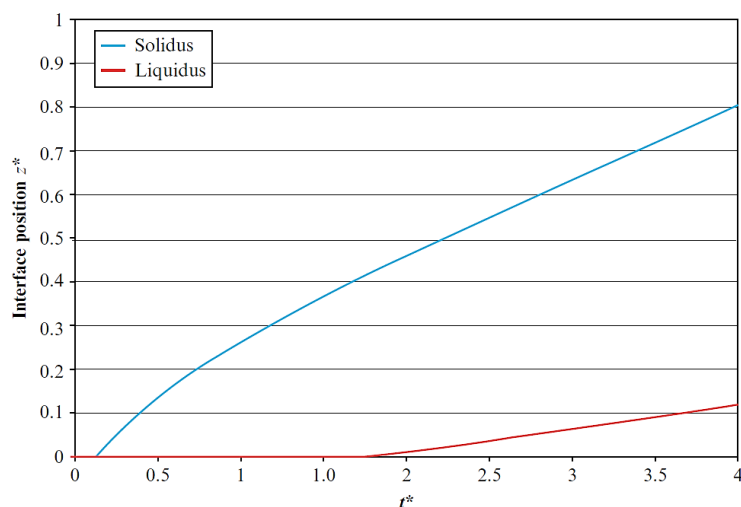


شکل ۳-۱۶: پروفیل‌های دمای پرکننده در لحظه‌های زمانی مختلف برای فرایند شارژ پرکننده PCM

با مشاهده رفتار مواد در مخزن در طول فرایند می‌توان بیان نمود که با توجه به زمان تخصیص یافته، دمای بالاتر جریان HTF موجب افزایش دمای پرکننده PCM، ذوب کامل آن و ادامه گرم شدن آن در فاز مایع می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که پرکننده PCM ابتدا شروع به انتقال به حالت فاز ذوب خود می‌کند، $\theta_{r-melt} = 0.5$ ، بلافاصله بعد از زمان بدون بعد ۰/۱ و سپس انرژی کافی برای ادامه دادن به صورت یک پرکننده PCM مایع درست قبل از زمان بدون بعد ۲/۰ را جمع‌آوری می‌کند.

از نظر فضایی، موقعیت قرارگیری حالت‌های فاز پرکننده PCM مربوطه کاملاً مشخص است. در پایان شارژ، با دمای پرکننده PCM در خروجی که دقیقاً پایین‌تر از دمای ذوب پرکننده PCM باقی مانده است، انتشار گرما واسط در فاز انجماد را به انتهای مخزن ارسال می‌کند و فقط مقدار کمی پرکننده PCM جامد در نزدیک خروجی باقی می‌ماند. دمای ثابت ۰/۵ پرکننده در اکثر نقاط، گرمای نهان زیادی است که موجب می‌شود در این حالت پرکننده PCM فاز ذوب متوسط را حفظ می‌کند. سرانجام در نزدیکی ورودی، دمای نهایی پرکننده PCM به بالاتر از ۰/۵ افزایش یافت که نشان دهنده پرکننده PCM مایع است و واسط فاز ذوب را در نزدیکی این مرز ورودی قرار می‌دهد. موقعیت واسط به صورت تابعی از زمان در شکل ۳-۱۷ رفتار تشریح شده را تایید می‌کند.

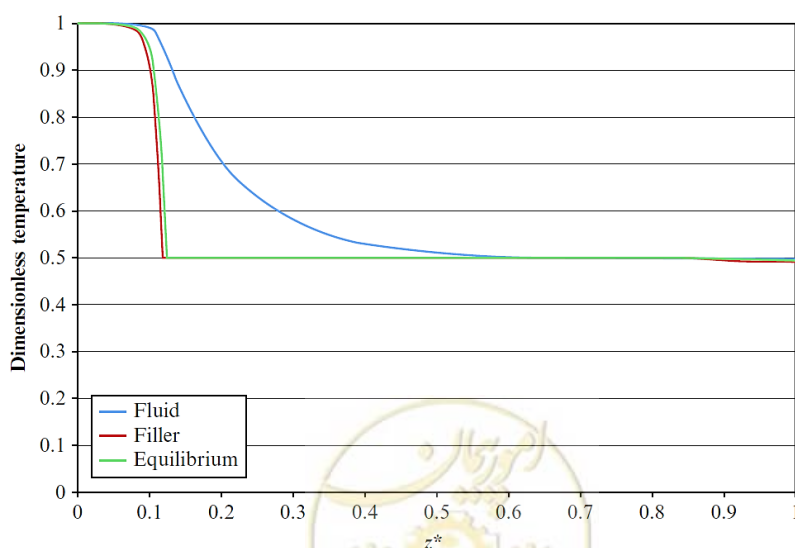




شکل ۳-۱۷: موقعیت‌های واسط تغییر فاز به صورت تابعی از زمان برای فرایند شارژ استاندارد پرکننده PCM.

آنچه که در توزیع دمای شکل ۳-۱۶ مشاهده می‌شود قابل تایید است. ذوب نسبتاً زود پس از شروع گرمایش، مربوط به شروع واسط فاز انجماد می‌باشد. با ادامه گرم شدن، این واسط در فضا حرکت می‌کند و در انتهای مخزن باقی می‌ماند. در اواخر چرخه شارژ، گرمای کافی برای تولید یک پرکننده PCM کاملاً مایع، مربوط به آغاز واسط فاز ذوب می‌باشد. در حالی که فقط اندکی زمان به این فرایند باقی مانده است، این واسط دوم فقط کمی در فضا جابجا می‌شود [۲].

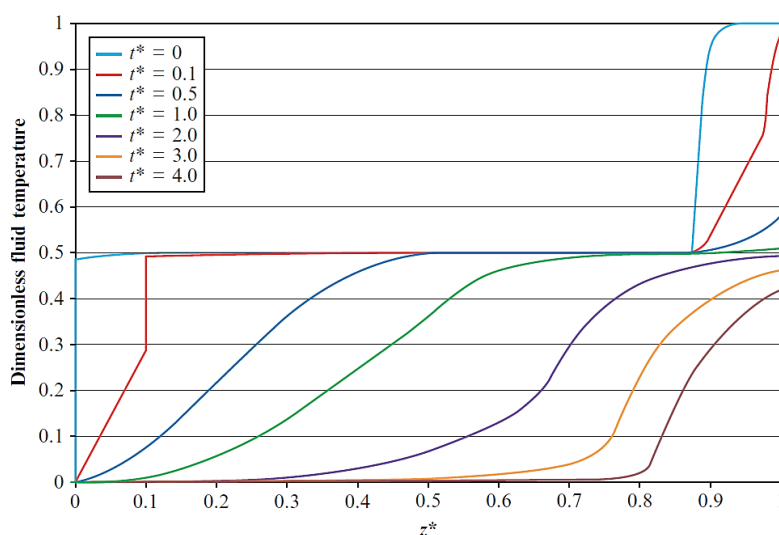
با در نظر گرفتن فرایند پیش‌شارژ، اینکه چگونه مخزن به تعادل می‌رسد نیز برای استخراج اثرات داشتن یک پرکننده PCM بررسی شده است. قبل از چرخش سیال و تخلیه انرژی ذخیره شده، یک محاسبه تعادل برای پروفیل‌های دمای پرکننده PCM و سیال نهایی انجام شده است. پروفیل‌های نهایی مخزن، همراه با مشخصات تعادل مربوطه را می‌توان در شکل ۳-۱۸ مشاهده نمود.



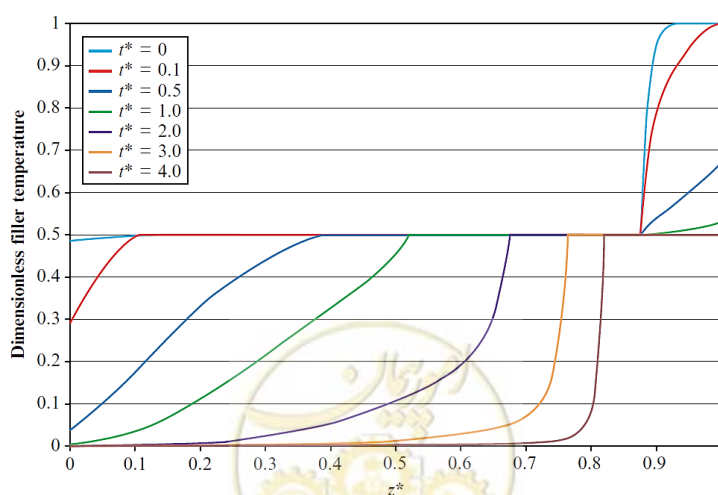
شکل ۳-۱۸: تعادل پروفیل‌های دمای نهایی پس از فرایند شارژ برای پرکننده PCM

با در نظر گرفتن مشخصات انتهای پروفیل شارژ که شامل پرکننده PCM غالباً ذوب شده است، مشاهده می‌شود که اختلاف دمای بین سیال و پرکننده PCM برای بالا بردن دمای پرکننده PCM از دمای ذوب کافی نیست. بنابراین کاهش بیشتری در قسمت نسبتاً وسیعی از پروفیل دمای سیال از تعادل مشاهده می‌شود که منجر به کاهش بیشتر دمای خروجی سیال برای تولید انرژی احتمالی می‌شود.

با در نظر گرفتن تعادل، فرایند تخلیه پروفیل دمایی حاصل به شرایط اولیه پرکننده PCM و سیال بستگی دارد. مخزن در ورودی با درجه حرارت کم و ثابت سیال خنک شد و پارامترهای عددی کلیدی ثابت ماند. تخلیه مجدداً به یک زمان نهایی بدون بعد ۴ رسید که پروفیل مخزن در آن با مقادیر زمان بدون بعد ۰، ۰/۱، ۰/۵، ۱/۰، ۲/۰، ۳/۰ و ۴/۰ نمایش داده می‌شود. نتایج در شکل ۳-۱۹ و شکل ۳-۲۰ به ترتیب برای سیال و پرکننده PCM نشان داده شده است [۲].



شکل ۳-۱۹: پروفیل‌های دمای سیال در لحظه‌های زمانی مختلف فرایند تخلیه پرکننده PCM



شکل ۳-۲۰: پروفیل‌های دمای پرکننده در لحظه‌های زمانی مختلف فرایند تخلیه پرکننده PCM

برای فرایند تخلیه، پروفیل‌ها به صورت معکوس در مقایسه با شارژ رفتار می‌کنند. سرمایه‌ش موجب کاهش دمای پرکننده PCM، کاهش مقدار مایع پرکننده PCM و افزایش مقدار پرکننده PCM جامد می‌شود. در زمان بدون بعد ۱/۰، سرمایه‌ش واسط حالت فاز ذوب را از مخزن ذخیره‌سازی خارج می‌کند، بنابر این تمام ماده پرکننده PCM مایع را جامد می‌کند. استخراج گرما تا زمانی ادامه دارد که واسط فاز انجماد از موقعیت ۰/۸ عبور کرده و بیشتر ماده پرکننده جامد با مقدار نسبتاً کمی از پرکننده PCM ذوب شده باقی بماند. پروفیل‌های دمای سیال به همان صورت که انتظار می‌رفت با گسستگی‌هایی بین سیال متاثر از ورودی و حالت اولیه قبل از زمان بدون بعد ۱/۰ دنبال شدند.

۳-۴-۳-۱-دمای متغیر سیال انتقال حرارت در ورودی

در اینجا تطبیق‌پذیری مدل با استفاده از یک شرط مرزی متغیر به نمایش گذاشته می‌شود. در واقع هدف اعمال گرما به پرکننده PCM بود. خلاصه آنکه تغییر فاز وادارنده^۱ (در زمانی که شرایط مرزی معکوس شده است) گرما را از بین می‌برد تا یک واسط فاز اضافی ایجاد شود که به حالت(های) فاز قبلی باز گردد. مشاهده مدل‌سازی رضایت‌بخش در یک نمونه انتقال حرارت پیچیده مانند این، ملاحظات عمومی بیان شده را تایید می‌کند. مدل به صورت یک فرایند شارژ تا دمای نهایی بدون بعد برابر با ۵/۰ اجرا شد. مشخصات کلیدی به شرح ذیل می‌باشد [۲].

$$H_{CR} = 0.5785; \tau_r = 0.1117; \theta_{finlet} = 1; \theta_{fo} = \theta_{so} = 0; \theta_{s-melt} = 0.1;$$

۸۴-۳

$$\theta_{s-ref} = 0; \eta_{s-melt} = 1; \frac{C_{s-s}}{C_{s-l}} = 1.1268; Stf = 0.1143; \Delta t^* = \Delta z^* = 0.001$$

دمای ورودی سیال به صورت رابطه (۸۵-۳) تعریف شده است [۲].

$$\theta_{s-inlet} = 1.0 \quad \text{for} \quad 0 \leq t^* < 1.5$$

$$\theta_{s-inlet} = 0.6 \quad \text{for} \quad 1.5 \leq t^* < 2.5$$

۸۵-۳

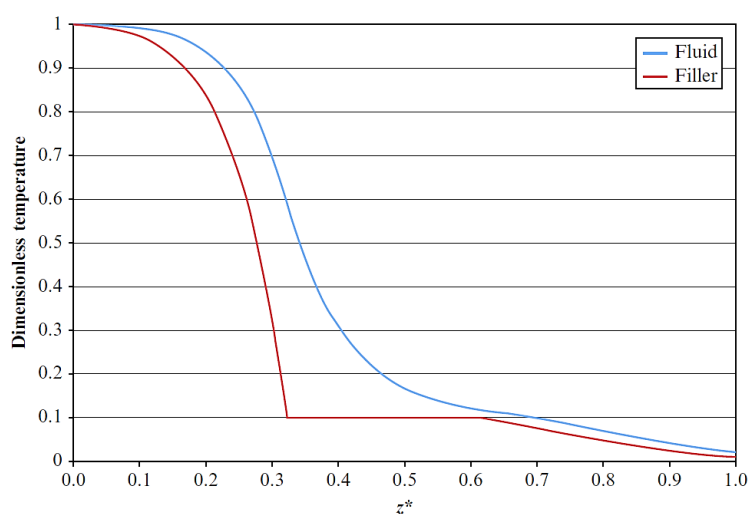
$$\theta_{s-inlet} = 0.3 \quad \text{for} \quad 2.5 \leq t^* < 4.0$$

$$\theta_{s-inlet} = 0 \quad \text{for} \quad 4.0 \leq t^* < 5.0$$

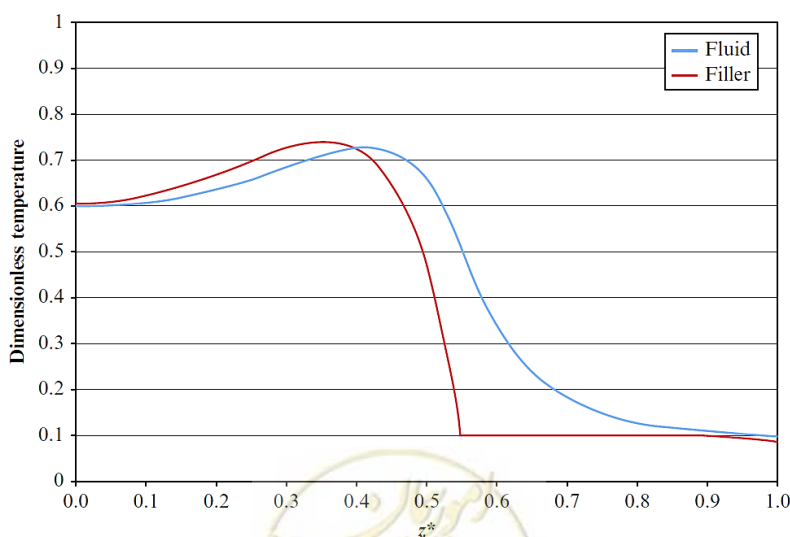
این شرایط مرزی یک سری گسسته از مقادیر دمای سیال ثابت را نشان می‌دهد که در مدت زمان خاصی اعمال می‌شود. برای تولید واسط‌های دو فازی، گرمایش به سرعت اعمال شده و سپس از یک سرمایه‌ش پله‌ای تدریجی استفاده شد تا به حالت فاز قبل برگردد. در ادامه، تکامل تدریجی پروفیل دما در طول تغییرات مختلف شرایط مرزی ردیابی می‌شود.

^۱ Forcing Phase Change

در این بخش ابتدا دمای داخل مخزن در زمان بدون بعد ۱/۴۹۹ بررسی شده است و آخرین لحظه برای شرایط سیال ورودی برابر با ۱/۰ می‌باشد. این نکته را می‌توان در شکل ۳-۲۱ مشاهده نمود. پروفیل‌های تولید شده نشان دهنده یک دمای شارژ پرکننده PCM ورودی ثابت است. گرمایش باعث ایجاد واسط دو فاز شده و سه فاز جداگانه از پرکننده PCM در مخزن باقی مانده است. اگر چه پارافین^۱ گرمای نهان زیادی دارد، اما گرادیان دمایی بزرگ که بالاتر از دمای ذوب باقی مانده (به دلیل دمای بالای سیال ورودی که از طریق حالت فاز ذوب PCM حاصل شده) نسبتاً سریع گرم می‌شود. حال به توزیع‌ها در زمان بدون بعد ۲/۴۹۹ پرداخته می‌شود (شکل ۳-۲۲) که آخرین نمونه در زمان با دمای ورودی ۰/۶ به عنوان شرایط مرزی است [۲].



شکل ۳-۲۱: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۱/۴۹۹

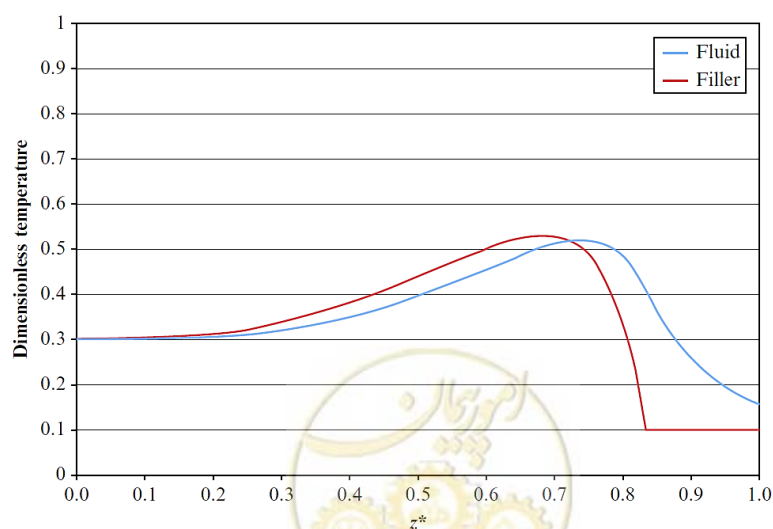


شکل ۳-۲۲: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۲/۴۹۹

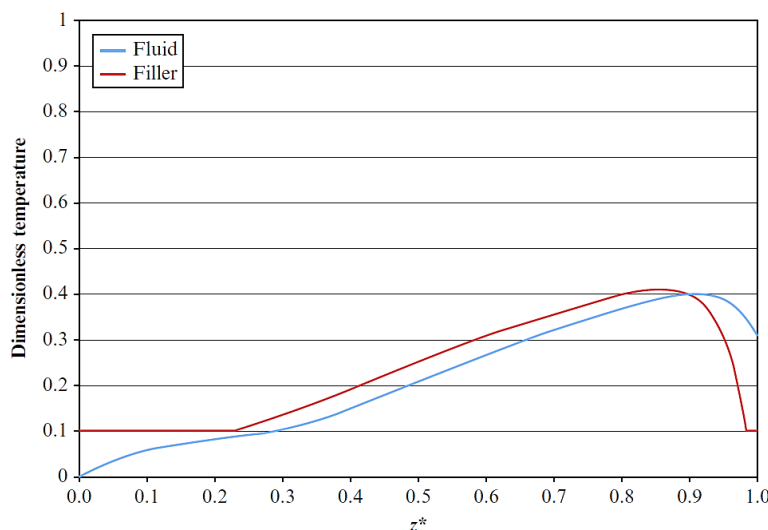
^۱ Paraffin

در این لحظه از زمان، پاسخ جالبی در پروفیل‌ها مشاهده می‌شود. با توجه به گستردگی دمای پرکننده PCM پس از گرمایش قبلی، شرایط ورودی جدید در هر دو حالت سرد و گرم بسته به ارتباط سیال ورودی به دماهای داخل مخزن در یک موقعیت خاص، قابلیت استفاده و کاربرد دارد. این اثر در کل مخزن مشاهده می‌شود زیرا این شرایط جدید، با سرعت جابجایی مشخص، قادر به عبور از کل فضا در $\Delta t^* = 1.0$ می‌باشد. هنگام تعامل با دماهای بالا به سمت ورودی مخزن، سرمایش اتفاق می‌افتد که هم پروفیل‌های پرکننده PCM و هم سیال را به تدریج به شرایط دمای ورودی می‌رساند. در فضای دیگر، جایی که مقادیر دمای مخزن پایین می‌ماند، شرایط جدید به گرمایش پروفیل‌های مخزن ادامه می‌دهند. این دو نوع انتقال حرارت به صورت سهمی پیوسته تلاقی دارند که نشان دهنده احتمال تغییر پرکننده PCM مایع گرم شده به پرکننده PCM مایع با تجربه سرمایش است. انتشار گرما از طریق مخزن، همان طور که انتظار می‌رفت، انتشار دو واسط قبلی را نیز تسهیل کرده است. واسط فاز انجماد اولیه بسیار نزدیک به خروجی یافت می‌شود و مقدار کمی پرکننده PCM جامد در مخزن باقی ماند، در حالی که ایجاد بیشتر پرکننده PCM مایع، واسط فاز ذوب را در نقطه میانی مخزن قرار می‌دهد.

پس از این زمان، یک دمای مرزی کمتر به سیال تا زمان بدون بعد $3/999$ اعمال شد. پروفیل‌های موجود در این زمان را می‌توان در شکل ۳-۲۳ مشاهده نمود. همان طور که انتظار می‌رفت، این دمای جدید سیال ورودی، پروفیل‌های دما را حتی به مقادیر پایین‌تر کاهش می‌دهد. تمام پرکننده PCM جامد اکنون ذوب شده است، به این معنا که واسط حالت فاز انجماد در حین استفاده از این شرایط ورودی، فضا را ترک کرده است. شرایط موجود حتی منجر به تولید پرکننده PCM مایع بیشتری می‌شود و به همین ترتیب واسط حالت فاز ذوب را بیشتر به سمت خروجی شیف‌ت می‌دهد. سرانجام، آخرین افت دمای مرزی از زمان بدون بعد $4/0$ تا پایان اجرا اعمال شد. پروفیل دمای پایانی حاصل را می‌توان در شکل ۳-۲۴ مشاهده نمود [۲].



شکل ۳-۲۳: پروفیل‌های دمای پرکننده و سیال در زمان بدون بعد $3/999$.

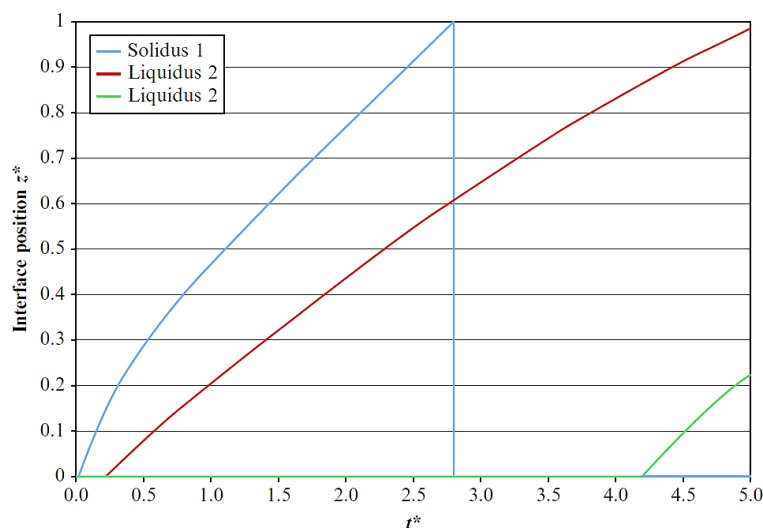


شکل ۳-۲۴: پروفیل‌های دمایی پرکننده و سیال در زمان بدون بعد ۵/۰.

با دمای سیال ورودی مذکور، سیستم کمترین دمای سرمایش را در حالت اجرا تجربه می‌کند. دمای پرکننده PCM حتی بیشتر کاهش می‌یابد و در نهایت، پرکننده PCM در مرز به یک پرکننده PCM ذوب شده بر می‌گردد و یک واسط فاز ذوب ثانویه ایجاد می‌کند. پرکننده PCM ذوب شده اصلی تقریباً به طور کامل مایع می‌شود و این گونه است که انتظار می‌رود اولین واسط فاز ذوب بسیار به خروجی مخزن نزدیک باشد. این امر از ورودی تا خروجی سه حالت فاز منحصر بفرد در مخزن به وجود می‌آورد (ذوب، مایع و ذوب). برای تکمیل درک روند کار، جابجایی واسط‌ها به طور کامل در شکل ۳-۲۵ نشان داده شده است.

جابجایی واسط، آنچه که در پروفیل‌های قبلی مشخص شده بود را تایید می‌کند. واسط فاز اول از نوع انجماد، در اوایل گرمایش ایجاد شد. کمی که از نیمه راه فرایند عبور کرد و این واسط حالت فاز به حدی جابجا شد که فضا را کاملاً ترک کرد و تمام پرکننده PCM جامد را با خود برد. پس از گرمایش از طریق ناحیه نهان ذوب پرکننده PCM، اولین واسط حالت فاز ذوب ایجاد شده و پرکننده PCM مایع را با خود به مخزن آورد. این واسط فاز تقریباً کل فضا را طی کرده و تقریباً تمام مواد پرکننده ذوب شده PCM را به پرکننده PCM مایع تبدیل کرده است. سرانجام، پس از سرمایش کافی، با شروع بازگشت پرکننده PCM مایع به یک پرکننده PCM ذوب شده، یک واسط فاز دوم ایجاد شد. این واسط جابجایی کمی داشت، زیرا این تغییر فاز در اواخر اجرا رخ داد. بنابراین گرمایش و سرمایش سه واسط حالت فاز منحصر به فرد ایجاد کرده که همه آنها توسط مدل ردیابی می‌شوند. جابجایی واسط به وضوح غیرخطی بود، اگرچه سرعت با کاهش اختلاف دمای بین پرکننده PCM و سیال که جابجایی آنها با گذشت زمان کاهش می‌یابد، به سرعت ثابت نزدیک می‌شود.





شکل ۳-۲۵: موقعیت‌های واسط تغییر فاز به صورت تابعی از زمان برای فرایند شارژ با مرز متغیر

۳-۵- اعتبارسنجی مدل‌های یک‌بعدی ذخیره‌سازی حرارتی نهان و محسوس

۳-۵-۱- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس

در بخش ۳-۳-۳- چهار هندسه مختلف ارائه شده است. در جدول ۲-۳ روابط ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff} بر اساس ضرایب انتقال حرارت ذاتی h برای چهار ترکیب ساختار جامد-سیال نشان داده شده در شکل ۳-۳ آورده شده است. به طور کلی هر چهار پیکربندی سیال-جامد به صورت سیستم‌هایی با HTF که از طریق یک واسط متخلخل جریان دارد، هستند. مشاهده می‌شود، هر یک از این نمونه‌های بخش B-D شکل ۳-۳ باید دارای تخلخل یا تخلخل معادل باشند که به صورت نسبت حجم سیال به کل حجم مخزن ذخیره‌سازی تعریف می‌گردد. روابط حاکم بر تعادل (تراز) انرژی سیال و جامد در روابط (۳-۱۹) و (۳-۲۰) آورده شده است. HTF داغ در هنگام شارژ حرارت از طریق بستر آکنده به پایین جریان می‌یابد و HTF سرد در هنگام تخلیه گرما به سمت بالا جریان می‌یابد. ورودی سیال (بالا در هنگام شارژ و پایین در هنگام تخلیه) همیشه $z = 0$ می‌باشد. فرض بر این است که سرعت جریان دارای یک توزیع شعاعی یکنواخت است، که یانگ و گاریملا^۱ ثابت نمودند که برای بسترهای آکنده این فرض منطقی است [۱۱].

در نمونه‌هایی که ماده جامد به شکل کره‌های آکنده مانند بخش (A) شکل ۳-۳ نباشد، اما به شکلی مانند بخش‌های B-D شکل ۳-۳ نشان داده شوند، از تخلخل معادل استفاده می‌شود. با تخلخل معادل می‌توان از همان معادلات حاکم استفاده نمود. با این حال باید یک ضریب انتقال حرارت موثر h_{eff} همان طور که در جدول ۲-۳ آورده شده است، جایگزین ضریب انتقال حرارت ذاتی h در روابط (۳-۱۹) و (۳-۲۰) شود.

^۱ Yang and Garimella

پارامتر S_s در روابط (۳-۱۹) و (۳-۲۰)، مساحت سطح کل مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد در تماس با HTF در واحد طول مخزن ذخیره‌ساز حرارتی می‌باشد (اطلاعات بیشتر در این مورد در مرجع [۱] موجود می‌باشد). در نتیجه، انتقال حرارت و تعادل انرژی در ترکیبات ساختاری جامد-سیال در بخش (B) تا (D) شکل ۳-۳ فقط با در نظر گرفتن یک حجم معمول که شامل چند ناحیه جامد و سیال است (که در سمت راست هر یک از بخش‌های شکل ۳-۳ نشان داده شده) برای تجزیه و تحلیل هر ساختاری کفایت می‌کنند. برای نمونه صفحه‌ای، طول در جهت نرمال کاغذ در بخش (B) شکل ۳-۳ به صورت طول واحد $L = 1.0 \text{ m}$ انتخاب شده است. در نتیجه کانال جریان دارای نسبت $L/D_f > 20$ است که D_f عرض کانال جریان است. جدول ۳-۵، S_r بدست آمده برای سه نمونه دیگر شکل ۳-۳ را نشان می‌دهد.

جدول ۳-۵: کل مساحت سطح انتقال حرارت یک جامد در واحد ارتفاع از یک حجم معمول که در بخش‌های (B-D) شکل ۳-۳ نشان داده شده است.

هندسه	کل مساحت سطح انتقال حرارت (m^2)	ارتفاع (m)	Filler (m)
صفحه‌ای	$2(1 \times H)$	H	2
سیلندری	$2\pi r H$	H	$2\pi r$
لوله‌ای	$2\pi a H$	H	$2\pi a$

متغیرهای بدون بعد به صورت زیر تعریف می‌شوند [۲]:

$$\theta_f = (T_f - T_L)/(T_H - T_L) \quad (\text{a})$$

$$\theta_r = (T_{LM} - T_L)/(T_H - T_L) \quad (\text{b})$$

۸۶-۳

$$z^* = z/H \quad (\text{c})$$

$$t^* = t/(H/U) \quad (\text{d})$$

روابط حاکم نیز به صورت روابط (۳-۸۷) و (۳-۸۸) می‌باشند.

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_r - \theta_f) \quad ۸۷-۳$$

$$\frac{\partial \theta_r}{\partial t^*} = \frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_r - \theta_f) \quad ۸۸-۳$$

که در روابط فوق τ_r و H_{CR} با استفاده از روابط (۳-۸۹) و (۳-۹۰) تعریف می‌شوند.



$$\tau_r = \frac{U \rho_f C_f \varepsilon \pi R^2}{H h_{eff} S_{filler}} \quad ۸۹-۳$$

$$H_{CR} = \frac{\rho_f C_f \varepsilon}{\rho_r C_r (1 - \varepsilon)} \quad ۹۰-۳$$

با فرض عدم اتلاف حرارت از مخزن ذخیره حرارت، منطقی است که دمای تعادل بین HTF و ماده پر کننده جامد در پایان یک شارژ یا تخلیه لزوماً شرط اولیه برای فرایند تخلیه یا شارژ بعدی در یک چرخه ذخیره‌ساز حرارتی باشد. این فرایندهای تخلیه و شارژ را به هم متصل می‌کند تا نتایج تعدادی از شارژها و تخلیه‌های متناوب بدست آید. برای شرایط اولیه سیال و ماده پرکننده در هر فرایند شارژ و تخلیه، $\theta_r = \theta_f$ ؛ $t^* = 0$ است که حالت تعادل پس از استقرار در آخرین فرایند است.

برای شرایط ورودی، $z^* = 0$ و $\theta_f = 1$ برای یک فرایند شارژ است، در غیر این صورت برای یک فرایند تخلیه $\theta_f = 0$ می‌باشد.

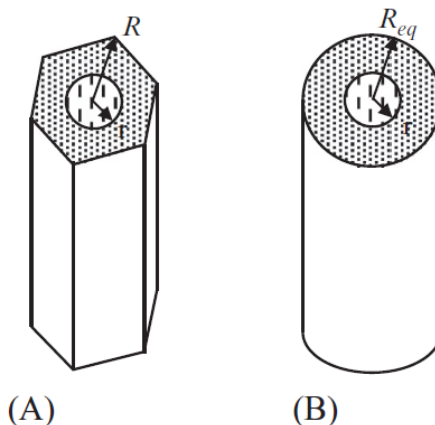
θ_r در مرز ورودی را می‌توان به صورت مستقیم با استفاده از رابطه (۳-۸۸) و با توجه به دمای سیال ورودی تعیین نمود.

یک زوج متشکل از یک HTF و یک ماده ذخیره‌ساز حرارتی برای مدل یک بعدی و همچنین مطالعه CFD به منظور مقایسه و تایید انتخاب شده است. دمای بالای سیال در فرایند شارژ $390 \square$ (۶۶۳/۱۵ K) و دمای پایین سیال جریان یافته به مخزن در هنگام تخلیه $310 \square$ (۵۸۳/۱۵ K) می‌باشد. HTF نمک مذاب HITEC است [۱۰۴] که دارای گرانیوی جنبشی $v_f = 1.17 \times 10^{-6} m^2/s$ ، ظرفیت حرارتی $Cp_f = 1549.12 J/kgK$ ، چگالی $\rho_f = 1794.07 kg/m^3$ و رسانایی حرارتی $k_f = 0.57 W/mK$ می‌باشد. ماده ذخیره‌ساز حرارتی، نمک مذاب دیگری با مشخصات $\rho_r = 1680 kg/m^3$ ، $C_r = 1560 J/kgK$ و $k_r = 0.61 W/mK$ می‌باشد. دوره زمانی مورد نیاز برای شارژ انرژی و تخلیه انرژی هر کدام ۴ ساعت می‌باشد.

سه نمونه از ترکیبات ساختاری جامد-سیال، همان طور که در بخش‌های (B-D) شکل ۳-۳ نشان داده شده است، با استفاده از روش مشخصه‌ها بر اساس مدل یک‌بعدی محاسبه شده است. برای سهولت تعریف ابعاد سطح جامد و مایع و همچنین حوزه محاسباتی برای تجزیه و تحلیل CFD، یک حجم کنترل معادل تعریف گردید. برای بسته میله‌های جامد یا لوله‌های سیال در بخش‌های C و D شکل ۳-۳، می‌توان فرض کرد که هر میله یا لوله دارای یک سطح کنترل است که توسط شش ضلعی محصور شده است، همان طور که در شکل ۳-۲۶ نشان داده شده است. سطح مرز خارجی، عایق حرارتی قرار دارد. در تجزیه و تحلیل CFD، شش ضلعی معادل دایره‌ای در همان سطح (ناحیه) است. تجزیه و تحلیل



جامع CFD توسط لی^۱ و همکاران انجام شد [۱۰۵] و آنها دریافتند ذخیره انرژی در هندسه‌های شش ضلعی و دایره‌ای یکسان است.



شکل ۳-۲۶: (A) سطح کنترل شش وجهی، (B) سطح کنترل دایره‌ای معادل

همان طور که در شکل ۳-۲۶ نشان داده شده است، قطر معادل سطح کنترل باید در رابطه (۳-۹۱) صدق نماید.

$$A_{\text{hexagon}} = A_{eq} = \pi R_{eq}^2$$

۳-۹۱

قطرهای معادل سطح کنترل برای میله جامد و لوله سیال در جدول ۳-۶ آورده شده‌اند که اساساً ابعاد کانال‌های جریان و مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد را تعریف می‌کند. ارتفاع مخزن ۱۰ متر است. ضریب انتقال حرارت ذاتی مربوط به جریان آرام و ضریب انتقال حرارت اصلاح شده در شبیه‌سازی‌های مدل یک‌بعدی در جدول ۳-۷ ذکر شده است [۲].

جدول ۳-۶: ابعاد کانال‌های سیال و ساختار ذخیره‌ساز حرارتی جامد

هندسه	تخلخل معادل ε	قطر خارجی معادل $D_{eq}(mm)$	قطر $d(mm)$	S_r	کانال سیال $2x_1(mm)$	صفحه جامد $2(x_2 - x_1)(mm)$
نمونه صفحه‌ای	۰/۳۳	خیر	خیر	۲/۰	۴/۵۶	۹/۲۵
نمونه سیلندری	۰/۳۳	۴۳/۵	۳۵/۶	۰/۱۱۱۸	خیر	خیر
نمونه لوله‌ای	۰/۳۳	۴۳/۵	۲۵/۰	۰/۰۷۸۵	خیر	خیر



^۱ Li

جدول ۳-۷: پارامترها در شبیه‌سازی مدل گذرای یک‌بعدی

عدد Nu (ثابت شار حرارتی)	ضریب انتقال حرارت ذاتی $h (W/m^2K)$	ضریب انتقال حرارت موثر $h_{eff}(W/m^2K)$	τ_r	H_{CR}	قطر هیدرولیک برای Nu و Re
۸/۲۴	۳۰۵	۲۲۱	۰/۰۰۳۹	۰/۵۲۲۳	نمونه صفحه‌ای ($D_h = 4x_1$)
۵/۱۸ (دیوار داخلی)(دیوار خارجی بدون شار حرارتی)	۳۵۲	۹۹	۰/۰۰۸۷	۰/۵۲۲۳	نمونه سیلندری ($D_h = D_{eq} - d$)
۴/۳۶	۹۴	۶۴	۰/۰۳۶۶	۰/۵۲۲۳	نمونه لوله‌ای

عدد ناسلت^۱ انتقال حرارت جریان آرام درج شده در جدول ۳-۷، بر اساس نمونه‌های انتقال حرارت با شار حرارتی ثابت دیوار برای جریان‌های داخلی کاملاً توسعه یافته است [۴۹]. توسعه کامل حرارتی و هیدرولیکی به دلیل کانال‌های بسیار طولانی به راحتی فراهم می‌شود. فرض ثابت بودن انتقال حرارت شار حرارتی دیواره به این دلیل است که اختلاف دما بین مواد جامد و سیال در طول ارتفاع مخزن ذخیره‌سازی مشابه اختلاف دما در مبدل حرارتی با جریان ناهمسو است. در جایی که درجه حرارت بالا باشد، مایع گرم از بالا به مخزن شارژ می‌شود و در هنگام تخلیه مایع سرد از پایین مخزن به داخل مخزن می‌رود، جایی که درجه حرارت پایین باشد. شرح مفصلی از این تغییرات دمای مایع و جامد در هنگام شارژ و تخلیه توسط لی و همکاران در مرجع [۱۰۶] ارائه شده است.

عملکرد چرخه شارژ و تخلیه با شارژ به مخزن سرد شروع می‌شود. پس از چندین سیکل، توزیع دما در یک مخزن پس از تخلیه از توزیع دمای اولیه مستقل می‌شود. این حالت را حالت پایدار چرخه‌ای (متناوب) می‌نامند و این مورد یک وضعیت واقعی در یک نیروگاه خورشیدی و در یک عملکرد کاربردی است.

دمای متوسط سیال در مکان‌های مختلف ارتفاع مخزن پس از شارژ برای تعداد چرخه‌های شارژ/تخلیه در شکل ۳-۲۷ نشان داده شده است. سرعت جریان HTF در مخزن برای نمونه‌های زیر $V_{inlet} = 1.36 \times 10^{-3} m/s$ می‌باشد. نتایج بدون تغییر زیادی در سیکل‌های شارژ/تخلیه، پس از تعداد مشخصی چرخه برای همه نمونه‌ها یکسان است. در مورد کانال‌های تشکیل شده توسط صفحات مسطح، ۱۱ چرخه برای رسیدن به حالت پایدار چرخه‌ای لازم است. این عدد برای نوع استوانه‌ای و لوله‌ای به ترتیب ۱۰ و ۷ است. از آنجایی که مدل گذرا یک‌بعدی نسبتاً ساده است، می‌تواند چرخه‌های شارژ/تخلیه را در یک زمان محاسباتی نسبتاً کوتاه شبیه‌سازی کند. این مزیت مدل گذرای یک‌بعدی نسبت به تجزیه و تحلیل CFD است که برای تجزیه و تحلیل چرخه‌ای شارژ و دشارژ، به مقدار قابل توجهی زمان محاسباتی در آن نیاز است.

^۱ Nusselt Number

یک مطالعه جامع CFD برای تجزیه و تحلیل فرایند ذخیره انرژی و اعتبارسنجی مدل گذرای یک‌بعدی ساده استفاده شد. برای این تجزیه و تحلیل، نرم‌افزار تجاری ANSYS Fluent @ 6.3 انتخاب شد و از GAMBIT 2.4 برای تولید دامنه محاسباتی و سیستم شبکه بهره گرفته شد.

۳-۱-۵-۱- مشخصات محاسباتی

انتقال حرارت و جریان در مخزن ذخیره‌ساز حرارتی تراکم‌ناپذیر^۱ و گذرا با خواص ثابت هستند. اعداد رینولدز جریان سیال معمولاً در ناحیه آرام است. در سه پیکربندی فعلی سیال جامد در مخازن ذخیره‌سازی، سرعت HTF با توجه به سرعت دبی جرمی مورد انتظار، برابر با $V_{inlet} = 1.36 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ می‌باشد. به همین ترتیب، اعداد رینولدز مربوطه به صورت $Re_{plate} = 10.6$ ، $Re_{tube} = 28.9$ و $Re_{cylinder} = 9.2$ می‌شوند. برای محاسبه این اعداد رینولدز از قطرهای هیدرولیکی تعریف شده در جدول ۷-۳ برای کانال‌های جریان استفاده شده است [۲]. روابط پیوستگی، تکانه و انرژی به شکل دیفرانسیلی برای جریان آرام و تراکم‌ناپذیر به صورت (۳-۹۲) تا (۳-۹۴) می‌باشند.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad ۹۲-۳$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad ۹۳-۳$$

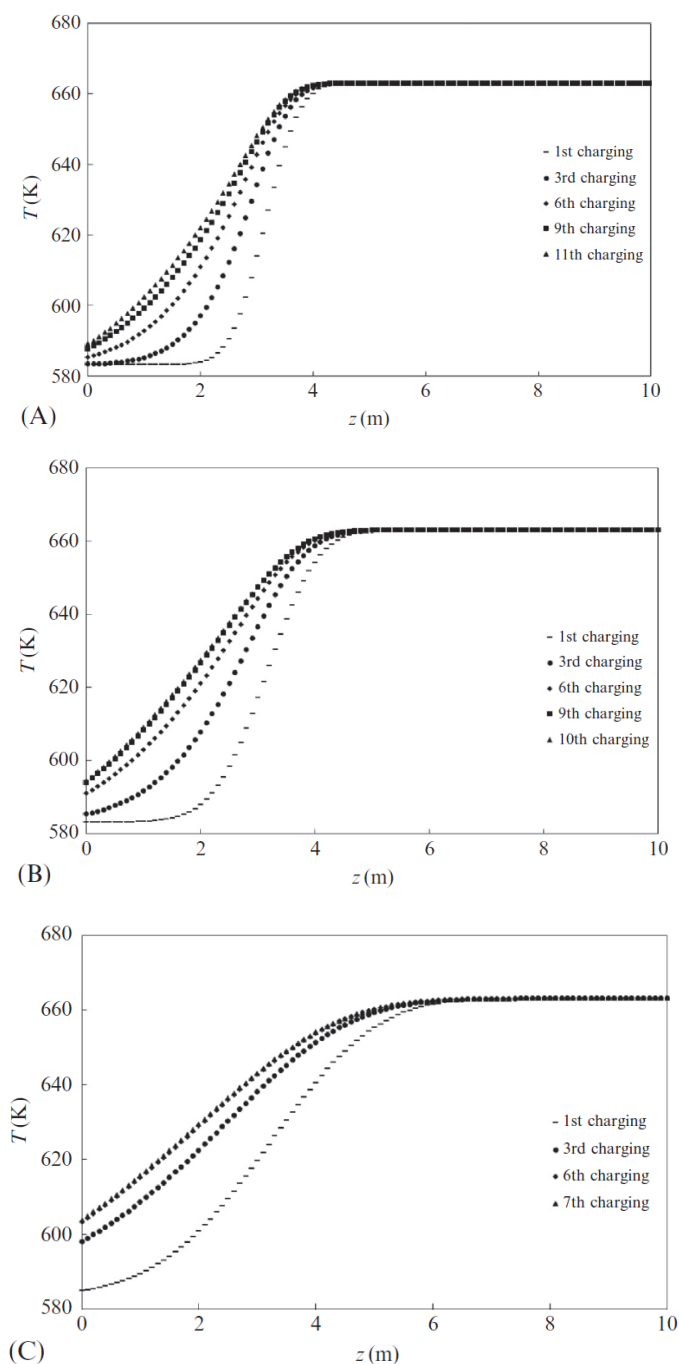
$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) T = \kappa \nabla^2 T \quad ۹۴-۳$$

به دلیل اثر ترموکلاين (لایه با دمای متغیر منتج از قرار گرفتن سیال داغ بالای سیال سرد) در مخازن ذخیره‌ساز حرارتی، معمولاً هیچ نوع همرفت حرارتی برای در نظر گرفتن وجود ندارد. دامنه‌های محاسباتی و شرایط مرزی سه نمونه در ادامه ارائه می‌شود:

(۱) برای صفحات جامد و کانال‌های دوبعدی، همان طور که در بخش (B) شکل ۳-۳ نشان داده شده است، نیمی از کانال جریان و نیمی از صفحه در حوزه محاسباتی گنجانده شده است. در خط تقارن کانال جریان، $\frac{\partial U_z}{\partial x} = 0$ ، $u_x = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ می‌شود. در خط تقارن صفحه جامد، $u_x = 0$ ، $u_z = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ می‌باشد. در دیواره‌های جامد $Z = 0$ و $Z = H$ ، $u_x = 0$ ، $u_z = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ برقرار می‌باشند. از آنجایی که کانال‌های جریان به اندازه کافی طولانی هستند از شرایط توسعه کامل در مرز خروجی استفاده می‌شود که $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ و $\frac{\partial U_z}{\partial x} = 0$ را نتیجه می‌دهد [۲].

^۱ Incompressible





شکل ۳-۲۷: دمای HTF در مکان‌های مختلف (حرکت از پایین به بالا) در یک مخزن پس از فرایند شارژ حرارتی برای (A) نمونه صفحه تخت، (B) نمونه استوانه‌ای، (C) نمونه لوله‌ای.

(۲) همان طور که در بخش (C) شکل ۳-۳ نشان داده شده است، برای میله جامد دارای سیال، خود میله و ناحیه دایره‌ای معادل در اطراف میله در حوزه محاسباتی گنجانده شده است. شرایط مرزی، در خط مرکزی میله، $u_z = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ می‌باشد؛ در مرز بیرونی، در مسیر r ، $u_r = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ است. در دیواره‌های جامد $z = 0$

و $z = H$ ، $u_z = 0$ ، $u_r = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ می‌باشد. در مرز خروج جریان، شرایط مرزی کاملاً توسعه یافته به صورت $u_r = 0$ ، $\frac{\partial u_z}{\partial r} = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ می‌شود.

(۳) برای لوله‌های احاطه شده توسط نواحی جامد، همان طور که در بخش (D) شکل ۳-۳ نشان داده شده است، یک لوله و یک سطح جامد دایره‌ای معادل در اطراف لوله در حوزه محاسباتی گنجانده شده است. در خط مرکزی لوله، $u_r = 0$ ، $\frac{\partial u_z}{\partial r} = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ می‌باشد. در مرز خروجی، در مسیر x ، $u_z = 0$ ، $u_r = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ می‌باشد. در دیواره‌های جامد $z = 0$ و $z = H$ ، $u_z = 0$ ، $u_r = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ است. در مرز خروجی، شرایط مرزی کاملاً توسعه یافته مشتمل بر $u_r = 0$ ، $\frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$ و $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ برقرار هستند. واسطه‌های سیال و جامد در حوزه محاسباتی دارای انتقال حرارت مزدوج هستند که به طور معمول در بسته نرم‌افزاری ANSYS Fluent[®] قابل بررسی است.

۳-۵-۱-۲- مطالعه مستقل از شبکه و گام زمانی

یک مطالعه مستقل از شبکه برای انتخاب عدد شبکه انجام شده که دقت بالا را در نتایج محاسباتی با یک بار محاسباتی منطقی تضمین می‌کند. میدان‌های جریان و انتقال حرارت در دو بعد با تعداد سلول ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۸۰۰۰۰ محاسبه شدند. همچنین شرایط اولیه به این صورت است که مخزن ذخیره حرارت به طور کامل در دمای بالای K ۶۶۳/۱۵ شارژ شود و HTF سرد با دمای ثابت K ۵۸۳/۱۵ با سرعت ثابت $V_{inlet} = 1.36 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ برای استخراج حرارت به مدت ۴ ساعت به داخل مخزن جریان می‌یابد. دمای HTF در ۱/۰ m پایین ورودی برای بررسی حالت گذرا تجزیه و تحلیل شد. مشخص شد که اختلاف نسبی دما در این مکان و هر لحظه زمانی در طول ۴ ساعت دارای تغییری بیش از ۱۰٪ هنگام افزایش تعداد سلول از ۱۰۰۰۰ به ۲۰۰۰۰ نیست. این تغییرات به ۲/۵٪ برای از ۲۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و ۰/۳۳٪ برای از ۶۰۰۰۰ به ۸۰۰۰۰ رسید. در نتیجه، ۶۰۰۰۰ سلول برای حوزه‌های محاسباتی در نظر گرفته شد.

گام زمانی برای محاسبه میدان جریان گذرا بر اساس تجزیه و تحلیل مستقل گام زمانی، ۲ ثانیه تنظیم شد. گام‌های زمانی ۰/۵، ۱، ۲، ۴ و ۵ ثانیه در محاسبات آزمایش شد. مشخص شد که اختلاف نسبی دمای HTF در مکان ۱ متری از ورودی هنگام افزایش گام زمانی از ۰/۵ به ۱، ۰/۱۶٪ تغییر داشت. تغییرات از ۱ تا ۲ ثانیه ۰/۸۳٪، از ۲ تا ۴ ثانیه ۱/۹۵٪ و از ۴ تا ۵ ثانیه ۳/۶۷٪ بود. در نتیجه، یک گام زمانی کوچک ۲ ثانیه‌ای برای محاسبات حالت گذرا انتخاب شد. در هر گام زمانی محاسبه، همگرایی بررسی شد تا ملاک همگرایی را برآورده نماید.

۳-۵-۱-۲- مقایسه نتایج CFD و نتایج حاصل از مدل‌سازی یک‌بعدی

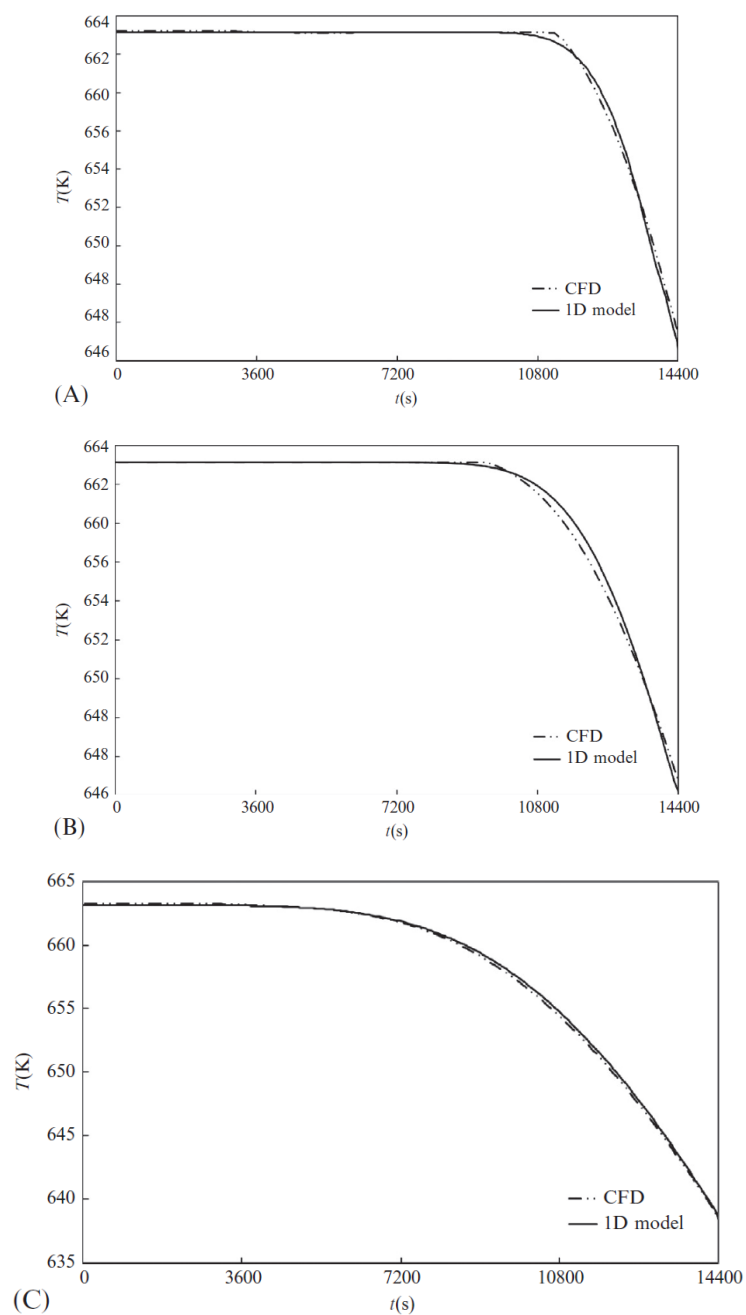
دمای HTF در خروجی یک فرایند تخلیه، بیانگر بازده ذخیره انرژی است. بنابر این، دمای HTF در خروجی طی ۴ ساعت تخلیه برای مقایسه بین نتایج CFD و نتایج مدل‌سازی یک‌بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد. نتایج مربوط به نمونه‌ها بعد از تعداد کافی سیکل شارژ و دشارژ است. بنابراین سیستم به حالت پایدار چرخه‌ای رسیده است. در هر

فرایند شارژ ۴ ساعته، HTF داغ ورودی دارای دمای ثابت $663/15\text{ K}$ است و در هر تخلیه HTF سرد خروجی دارای دمای ثابت $583/15\text{ K}$ می‌باشد. سرعت سیال ورودی در مقدار $V_{inlet} = 1.36 \times 10^{-3}\text{ m/s}$ تنظیم می‌شود [۲]. همان‌طور که در شکل ۳-۲۹ نشان داده شده است، نتایج CFD و مدل گذرای یک‌بعدی برای دمای سیال در فرایند تخلیه ۴ ساعته، کاملاً با هم سازگارند. حداکثر اختلاف بین آنها برای نمونه صفحه‌ای 0.06% ، برای نمونه استوانه‌ای 0.05% و برای نمونه لوله‌ای 0.01% می‌باشد. این مقایسه به وضوح نشان می‌دهد که مدل گذرای یک‌بعدی که دمای سیال را در خروجی فرایند تخلیه در طول دوره زمانی تخمین می‌زند، به اندازه کافی دقیق است. مهندسان می‌توانند از این روش برای تجزیه و تحلیل سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی بدون استفاده از محاسبات جامع CFD استفاده کنند.

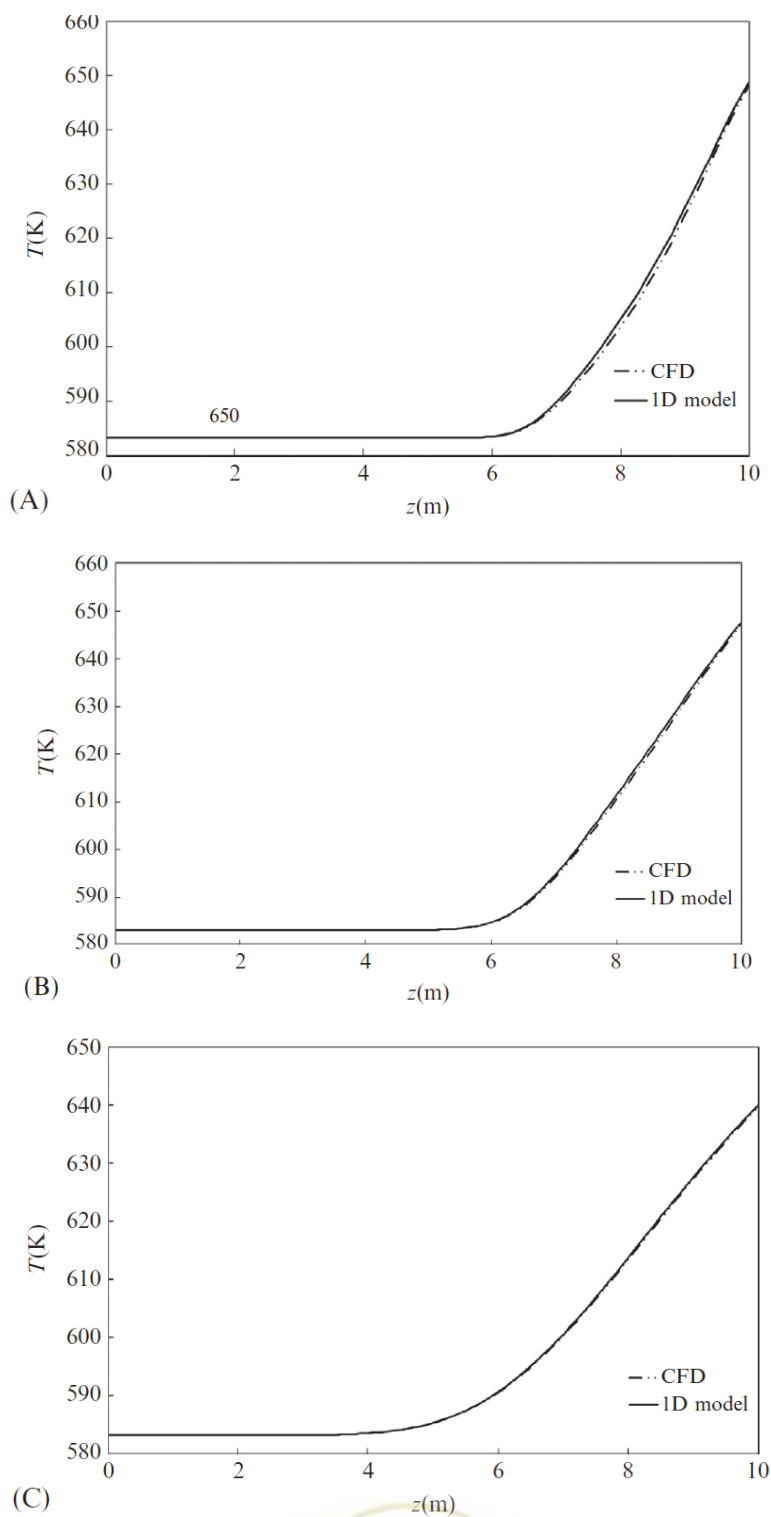
برای مقایسه بیشتر نتایج حاصل از مدل‌سازی گذرای یک‌بعدی با نتایج حاصل از CFD، در شکل ۳-۲۷ توزیع دمای HTF در نقاط مختلف مخزن ذخیره در امتداد جهت جریان پس از ۴ ساعت تخلیه حرارت نشان داده شده است. نتایج تخلیه حرارت از یک فرایند معمول پس از چند شارژ و تخلیه چرخه‌ای حاصل می‌شود به طوری که حالت پایدار چرخه‌ای بدست آمده باشد. قابل درک است که پس از تخلیه، دمای سیال در قسمت پایین مخزن کم است. توزیع دما در مدل گذرا با محاسبات CFD کاملاً سازگارند که صحت مدل‌سازی گذرای یک‌بعدی را نیز تایید می‌کند. در نتیجه، مدل گذرای یک‌بعدی با ضریب انتقال حرارت اصلاح شده برای تحلیل رفتار انتقال حرارت و ذخیره انرژی برای سه ترکیب ساختاری سیال-جامد مذکور، مناسب و بسیار دقیق است.

از آنجا که مدل گذرای یک‌بعدی به طور قابل توجهی تجزیه و تحلیل را ساده و زمان محاسبه را کم می‌کند، انتظار می‌رود یکی از راحت‌ترین و دقیق‌ترین ابزارهای موجود برای مهندسان به منظور تجزیه و تحلیل رفتار سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی حرارتی مبتنی بر ساختارهای مختلف سیال-جامد باشد.





شکل ۳-۲۸: مقایسه نتایج حاصل از CFD و مدل یک بعدی برای دمای خروجی HTF متغیر با زمان برای (A) نمونه صفحه‌ای، (B) نمونه استوانه‌ای و (C) نمونه لوله‌ای.



شکل ۳-۲۹: مقایسه نتایج حاصل از CFD و مدل یک بعدی برای توزیع دما در (A) نمونه صفحه‌ای، (B) نمونه استوانه‌ای، (C) نمونه لوله‌ای.

لازم به ذکر است که معمولاً روابط شومان (مدل گذرای یک‌بعدی) برای ذخیره انرژی حرارتی، انتقال حرارت محوری را در هر دو ماده جامد و سیال نادیده می‌گیرد که برای سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی منظم متشکل از دو ماده به اندازه کافی دقیق است. با این حال، اگر جامد و مایع به ترتیب فلزات بسیار رسانا و فلزات مایع هستند که به ندرت اتفاق می‌افتد، اعتبار مدل باید بیشتر بررسی شود.

۳-۵-۲- ذخیره‌ساز حرارتی گرمای نهان

مدل حرارتی گرمای نهان در بخش ۳-۴-۱ و حل عددی آن با استفاده از روش مشخصات در بخش ۳-۴-۲ ارائه شد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی‌های بدست آمده و داده‌های تجربی مرجع [۱۷]، مدل یک‌بعدی را معتبر می‌داند. در مرجع [۱۷] از کپسول‌های کروی پارافین با دمای ذوب 60°C به عنوان PCM استفاده شده و HTF آب است. همچنین دمای سیال ورودی در 70°C حفظ شده و نرخ جریان جرمی در 2 L/min ثابت شده است. با در نظر گرفتن سایر شرایط و مشخصات آزمایشگاهی، پارامترهای مهم به صورت زیر هستند.

$$H_{CR} = 1.008; \quad \tau_r = 1.0269; \quad \theta_{finlet} = 1;$$

$$\theta_{fo} = \theta_{so} = 0; \quad \theta_{s-melt} = 0.7368; \quad \theta_{s-ref} = 0;$$

$$\eta_{s-melt} = 1; \quad \frac{C_{s-s}}{C_{s-l}} = 1.1268; \quad Stf = 0.1143;$$

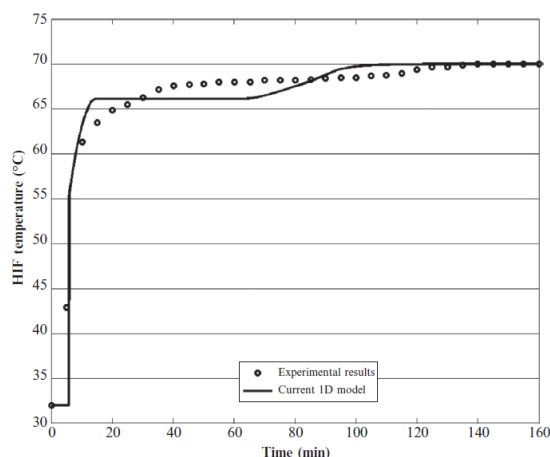
۹۵-۳

$$\Delta t^* = \Delta z^+ = 0.001$$

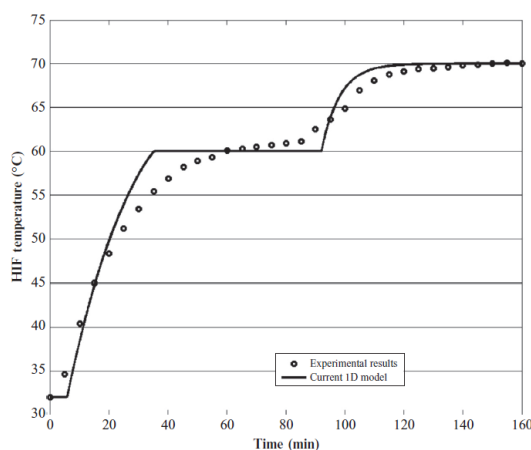
شکل ۳-۳۰ و شکل ۳-۳۱ به ترتیب دمای سیال و PCM در وسط مخزن را به صورت تابعی از زمان در طی فرایند شارژ حرارتی نشان می‌دهند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی و آزمایش‌های تجربی با هم سازگارند که صحت مدل‌سازی و کد کامپیوتری را تایید می‌کنند.

شایان ذکر است که مدل شبیه‌سازی شده به دلیل فرض عایق‌بندی حرارتی کامل، تلفات حرارتی مخزن را در نظر نمی‌گیرد. این امر موجب ایجاد اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج آزمون می‌شود. مطالعات مربوط به تاثیر تلفات حرارت بر دما در مخازن ذخیره‌ساز حرارتی در مرجع [۱۰۷] گزارش شده است. برای اینکه تلفات حرارت در سطح مخزن نفوذ و تاثیر لازم بر دمای مرکز مخزن را داشته باشد به مدت زمان مشخصی نیاز است. با این وجود، مدل یک‌بعدی پیشنهادی توانایی افزودن تلفات حرارتی با اضافه نمودن بخشی در سمت راست رابطه (۳-۶۲) بدون داشتن تاثیر بر بهره‌وری محاسباتی را دارد.





شکل ۳-۳۰: مقایسه دمای سیال واقع در وسط مخزن [۱۷]



شکل ۳-۳۱: مقایسه دمای PCM واقع در وسط مخزن [۱۷]

۳-۶- مدل‌هایی که به صورت مستقیم رسانایی حرارتی جامد و HTF را محاسبه می‌کنند.

مدل‌های یک بعدی در بخش‌های ۳-۳ و ۳-۴- الگوریتم‌های قوی و سریع را نشان می‌دهند. همان‌طور که نشان داده شد، این مدل‌ها می‌توانند برای مطالعات پارامتریک و اهداف طراحی استفاده شوند. هنگام استفاده از ضریب انتقال حرارت موثر یا اصلاح شده در مدل‌های یک بعدی برای غلبه بر محدودیت روش ظرفیت حرارتی یکپارچه، می‌توان از ساختارهای ذخیره‌ساز حرارتی دو واسطه‌ای که در فصل ۱ مورد بررسی قرار گرفتند بهره برد. بنابراین، مدل‌های یک بعدی برای طراحی انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی مقرون به صرفه، مناسب و دقیق هستند.

هنگامی که توزیع دمای محلی و نرخ انتقال حرارت محلی (بین یک ماده جامد و HTF) لازم است، ممکن است از مدل‌سازی دقیق‌تر و الگوریتم‌های بهتری استفاده شود. با این حال، اگر محاسبات عددی رسانایی حرارتی در سیال و جامد نیاز باشد، دفعات تکرار و زمان محاسبه در مدل‌سازی به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد.

پدیده انتقال حرارت در ذخیره‌ساز انرژی حرارتی یک مساله پیچیده است. همرفتی درون HTF و رسانایی بین مواد پرکننده و محفظه به طور همزمان وجود دارند. این دو پدیده انتقال حرارت به هم وابسته و بر یکدیگر تاثیر می‌گذارند. در نتیجه، آنها باید به صورت همزمان حل شوند. در مدل‌های یک بعدی ارائه شده در بخش‌های ۳-۳ و ۴-۳ از ضریب انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت موثر برای کوپل نمودن آنها استفاده شد. این یک روش بسیار موثر برای ساده‌سازی مشکل انتقال حرارت مزدوج یا به هم وابسته است.

یک بسط منطقی از مدل یک‌بعدی، توسعه آن به فرمولاسیون دو یا سه‌بعدی است. یانگ و گاریملا^۱ [۱۰۸] یک مدل متقارن محوری مبتنی بر تکانه، پیوستگی متوسط حجمی^۲، معادلات انرژی برای HTF و معادله انرژی ظرفیت یکپارچه برای مواد پرکننده جامد را ارائه دادند. کوپلینگ یا ارتباط بین HTF و پرکننده با استفاده از یک ضریب انتقال حرارت تجربی اصلاح گردید. معادلات را می‌توان به صورت عددی حل کرد. در کار آنها [۱۰۸] محاسبات با کمک نرم‌افزار تجاری FLUENT انجام شده است. فلوکیگر^۳ و همکاران [۱۰۹] از این مدل متقارن محوری استفاده کردند و آن را گسترش دادند تا شامل یک دیوار کامپوزیت با عایق حرارتی موجود نیز باشد. این مساله به آنها اجازه می‌داد تا مساله انباشتگی کرنش حرارتی^۴ را در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی بررسی کنند.

در مرجع [۱۱۰] یک مدل متقارن محوری گذرا شبیه مدل مرجع [۱۰۸] ایجاد شده است. جریان سیال HTF به صورت یک واسط متخلخل مدل‌سازی می‌شود، در حالی که حفظ انرژی توسط یک رابطه همرفتی برای HTF و یک معادله انتشار (پخش) حرارت برای پرکننده‌های جامد و لایه‌های عایق و دیوار فولادی مخزن انجام می‌شود. ارتباط بین HTF و مواد پرکننده جامد با استفاده از ضریب انتقال حرارت که باید از همبستگی‌های تجربی حاصل شود نیز اصلاح گردیده است. در واسط بین HTF و مخزن، هیچ لغزشی وجود ندارد و دمای یکسان و تعادل انرژی برقرار می‌شود. روش حجم محدود برای حل روابط حاکم اجرا شد. در ادامه به طور خلاصه مدل‌سازی مورد نظر در پاراگراف قبلی شرح داده می‌شود.

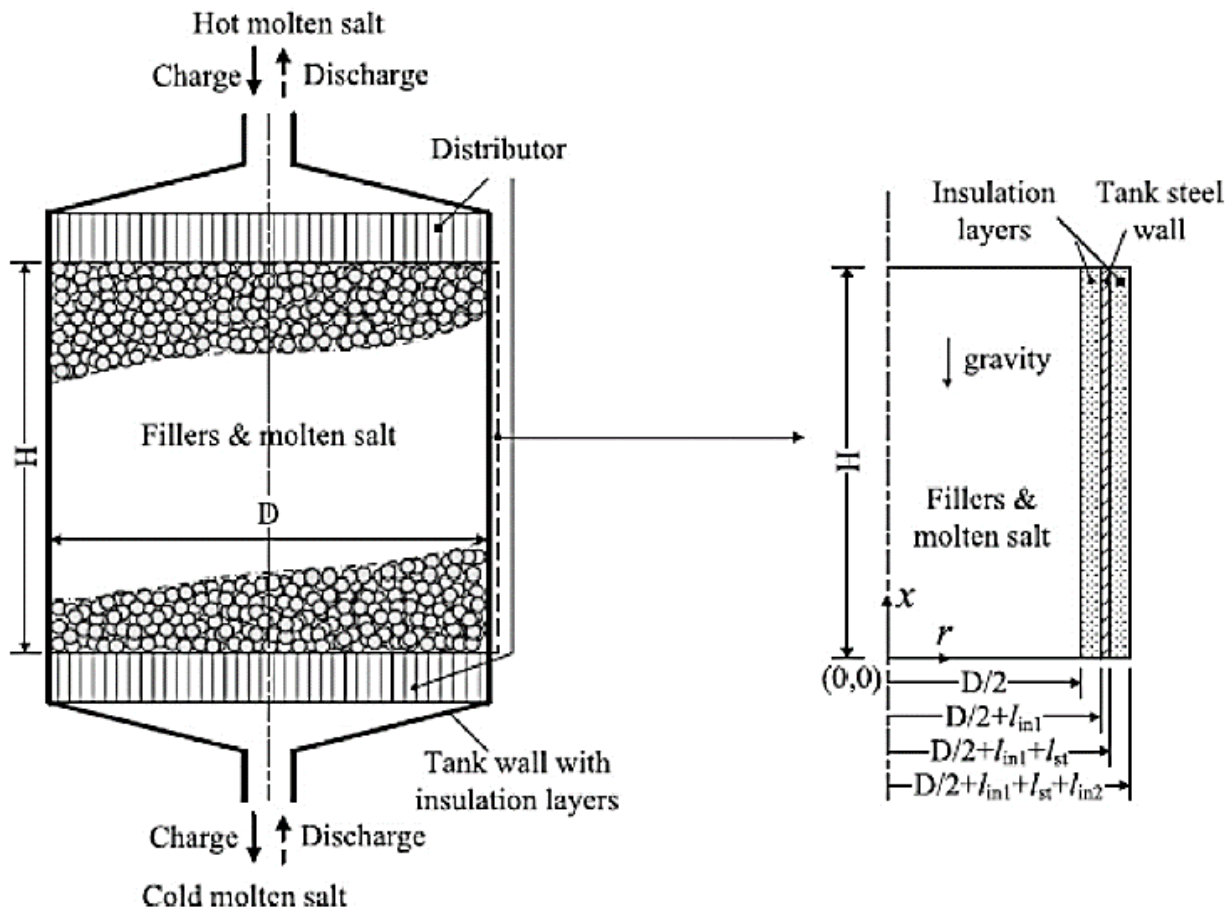
^۱ Yang and Garimella

^۲ Volume-Average Continuum

^۳ Flueckiger

^۴ Thermal Ratcheting





شکل ۳-۳۲: مدل فیزیکی ذخیره‌ساز حرارتی بستر آکنده با HTF نمک مذاب [۱۱۰]

با توجه به سیستم ذخیره‌ساز حرارتی در شکل ۳-۳۲، ناحیه ذخیره‌سازی حرارتی بستر آکنده به صورت یک محیط متخلخل پیوسته، همگن و ایزوتروپیک^۱ مشاهده می‌شود. جریان سیال و انتقال حرارت در اطراف محور، یکنواخت و متقارن فرض می‌شود، بنابراین معادلات حاکم برای جابجایی درون مخزن ذخیره‌سازی دوبعدی هستند. جریان نمک مذاب از طریق ناحیه بستر آکنده عمدتاً آرام و تراکم‌ناپذیر است و خواص مواد پرکننده جامد نیز ثابت هستند. معادله اول حاکم بر این سیستم، معادله پیوستگی است که به صورت رابطه (۳-۹۶) است.

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \vec{u}_f) = 0 \quad ۹۶-۳$$

معادله تکانه نیز به صورت رابطه (۳-۹۷) می‌باشد.

$$\frac{\partial(\rho_f \vec{u}_f)}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \nabla \cdot (\rho_f \vec{u}_f \vec{u}_f) = -\varepsilon \nabla P + \varepsilon \nabla \cdot (\mu_f \nabla \vec{u}_f) + \varepsilon \rho_f \vec{g} - \varepsilon \left(\frac{\mu_f}{K} + \frac{C_F \rho_f}{\sqrt{K}} |\vec{u}_f| \right) \vec{u}_f \quad ۹۷-۳$$

^۱ Isotropic

معادله انرژی برای HTF را می‌توان به صورت رابطه (۹۸-۳) بیان نمود.

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f C_{pf} T_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f C_{pf} \vec{u}_f T_f) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T_f) + h(T_s - T_f) \quad ۹۸-۳$$

در سمت راست رابطه (۹۸-۳)، $h(T_s - T_f)$ (یک جزء گرماگیر/ منبع حرارت) به منظور مدل‌سازی انتقال حرارت بین HTF و مواد پرکننده جامد آورده شده است. در اینجا، h ضریب انتقال حرارت بینابینی^۱ حجمی است که می‌توان آن را در مرجع [۱۱۰] یافت.

معادله انرژی برای انتقال حرارت در مواد پرکننده جامد همان معادله پخش (انتشار) با یک بخش منبع بیان است (رابطه ۹۹-۳).

$$\frac{\partial((1 - \varepsilon) \rho_s C_{ps} T_s)}{\partial t} = \nabla \cdot (k_{s,eff} \nabla T_s) - h(T_s - T_f) \quad ۹۹-۳$$

برای در نظر گرفتن انتقال حرارت بین بستر آکنده و دیوار مخزن ذخیره‌ساز، معادله حاکم به صورت رابطه (۱۰۰-۳) می‌باشد.

$$\rho_w C_{pw} \frac{\partial(T_w)}{\partial t} = \nabla \cdot (k_w \nabla T_w) \quad ۱۰۰-۳$$

برای حل این مجموعه از معادلات حاکم، شرایط اولیه و مرزی مناسب لازم است. به طور معمول، شرایط بدون لغزش و عدم نفوذ در مرز جامد اعمال می‌شود. از آنجا که نقش گرماگیر و منبع در معادله انرژی لحاظ شده است، دیگر نیازی به ایجاد ارتباط بین HTF و ماده پرکننده نیست. در امتداد واسط بین HTF و دیواره مخزن، پیوستگی دما و حفظ انرژی اعمال می‌شود.

برای حل این مجموعه از معادلات، تعدادی روش عددی ممکن مانند حجم محدود، المان محدود و روش طیفی وجود دارد. برای سهولت می‌توان از ابزارهای عددی تجاری مانند ANSYS FLUENT برای حل معادلات حاکم استفاده نمود.

۳-۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه، مدل‌های ریاضی و روش‌های عددی برای فرایند ذخیره‌سازی حرارتی بررسی شدند. بخش‌های این فصل شامل علائم و اختصارات، ذخیره‌ساز حرارتی ایده‌آل با استفاده از مایع به تنهایی، مدل یک بعدی ذخیره‌ساز حرارتی محسوس بستر آکنده با دو واسط، مدل انتقال حرارت یک بعدی برای بستر آکنده PCM کپسوله شده، اعتبارسنجی مدل‌های یک بعدی ذخیره‌سازی نهان و محسوس و در نهایت مدل‌هایی که به صورت مستقیم رسانایی حرارتی جامد و HTF را مقایسه می‌کنند، بود.

^۱ Interstitial

فصل ۴

بررسی دماهای سیال تخلیه شده از انواع ذخیره‌سازهای حرارتی



مقدمه

یکی از مهم‌ترین اهداف تحقیق در مورد رفتار سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، درک تغییرات دمای سیال هنگام تخلیه از سیستم ذخیره‌ساز حرارتی است. این دمای سیال تخلیه شده است که نشان می‌دهد سیستم ذخیره‌ساز حرارتی در فرایندهای مربوطه کاملاً شارژ و تخلیه شده است یا نه. در این فصل دمای سیال تخلیه شده از سیستم ذخیره‌ساز حرارتی تک واسطه‌ای (HTF به تنهایی) و دو واسطه‌ای تحت شرایط عملیاتی مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۱-۴- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با سیال منفرد

هنگامی که از یک سیال به تنهایی برای ذخیره‌سازی حرارتی استفاده می‌شود، وضعیت بسیار ساده است. در واقع در طی فرایند ذخیره انرژی، سیالاتی که از مخزن سرد خارج می‌شوند گرما (از یک کلکتور حرارتی) دریافت می‌کنند و سپس در مخزن گرم ذخیره می‌شوند. و در طی فرایند تخلیه انرژی، سیالات خارج شده از مخزن گرم، گرما را آزاد می‌کنند (به یک مخزن گرم یا کاربر انرژی گرمایی) و سپس در یک مخزن سرد ذخیره می‌شود. بنابراین، برای این فرایندها می‌توان فرض کرد که دمای سیال تخلیه شده از یک مخزن تقریباً ثابت است [۲].

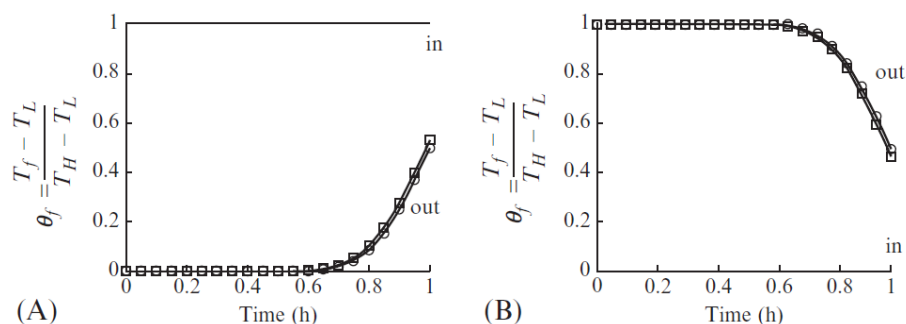
۲-۴- بستر آکنده با ماده پرکننده جامد برای ذخیره‌سازی حرارتی محسوس

در یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی دو واسطه‌ای می‌توان از یک بستر جامد آکنده به عنوان ماده اولیه ذخیره انرژی استفاده کرد. در این سیستم یک سیال انتقال حرارت از طریق بستر آکنده جریان می‌یابد تا انرژی حرارتی را از/به مواد جامد خارج کند یا تحویل دهد. در این شرایط، انتقال حرارت بین ماده جامد بستر آکنده و سیال انتقال حرارت موجب می‌شود که دمای سیال تخلیه شده در کل فرایند شارژ یا تخلیه انرژی متفاوت باشد.

تخمین دقیق دمای وابسته به زمان سیال خارج شده از مخزن ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسطه نقش اساسی در تعیین اندازه مخازن ذخیره‌ساز حرارت و بهره‌برداری از یک نیروگاه حرارتی با استفاده از انرژی حرارتی ذخیره شده دارد. به عنوان مثال، هنگامی که کمتر از دمای خاصی باشد، سیال تخلیه شده توسط نیروگاه قابل قبول نیست. بنابراین در طراحی و انتخاب سائز اجزاء برای سیستم ذخیره‌ساز حرارتی باید این الزام در نظر گرفته شود.

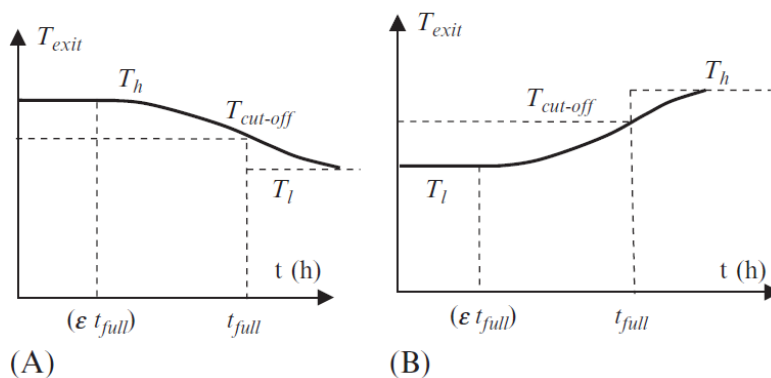
شکل ۱-۴ به صورت شماتیک تغییرات وابسته به زمان دمای سیال وارد شده یا خارج شده از سیستم ذخیره‌ساز حرارتی محسوس ترموکلاین را نشان می‌دهد. بخش (A) شکل ۱-۴ مربوط به فرایند شارژ حرارتی و بخش (B) شکل ۱-۴ مربوط به فرایند تخلیه حرارتی است [۹۰].





شکل ۲-۴: دمای سیال در ورودی و خروجی مخزن ذخیره‌ساز حرارتی در طی فرایند شارژ و تخلیه. (A) شارژ حرارتی و (B) تخلیه حرارتی.

برای فرایند تخلیه حرارتی، به راحتی می‌توان دریافت که دمای سیال گرم تخلیه شده در زمانی که سیال گرم اصلی در حفره‌های بستر آکنده حرکت می‌کند، شروع به کاهش می‌کند. اگر زمان پر کردن حجم مخزن از سیال t_{full} باشد و نسبت کسر حفره متخلخل بستر آکنده ε باشد، لحظه زمانی که دمای سیال گرم تخلیه شده شروع به کاهش می‌کند، $\varepsilon \cdot t_{full}$ است که در بخش (A) شکل ۲-۴ نشان داده شده است. به طور مشابه، همان طور که در بخش (B) شکل ۲-۴ نشان داده شده است، در یک فرایند شارژ حرارتی دمای سیال سرد خارج شده از مخزن در لحظه $\varepsilon \cdot t_{full}$ که در آن سیال سرد اصلی از حفره‌های بستر آکنده خارج می‌شود، شروع به افزایش می‌کند.



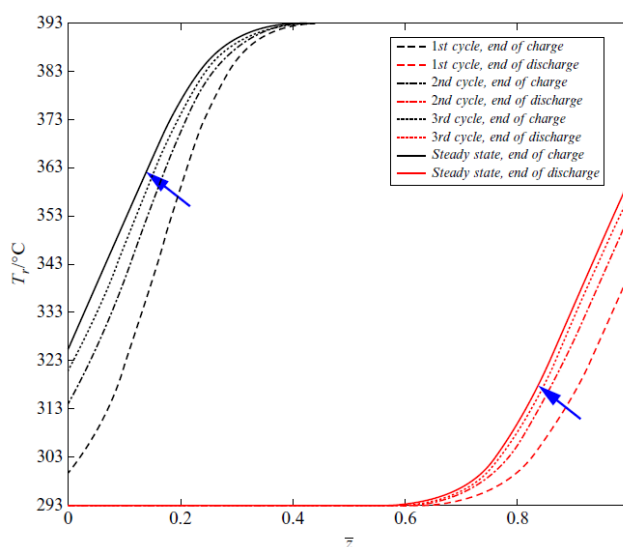
شکل ۲-۴: تصویری از دمای سیال خروجی وابسته به زمان در فرایندهای تخلیه و شارژ در یک سیستم ذخیره‌سازی حرارتی محسوس با دو محیط [۱۱۱]، (A) تخلیه و (B) شارژ.

در فرایند تخلیه، دمای قطع همان طور که در بخش (A) شکل ۲-۴ نشان داده شده است، معمولاً به عنوان کمترین دمای سیال که توسط کاربر انرژی حرارتی قابل قبول است، تنظیم می‌شود. فرایند تخلیه هنگامی که دمای سیال خارج شده از مخزن زیر دمای قطع است، متوقف می‌شود. به همین ترتیب برای کنترل عملکرد فرایند شارژ حرارتی، بررسی دمای سیال در جریان در یک فرایند شارژ نیز مهم است. وقتی سیال در حال خروج دارای دمای به اندازه کافی بالا،

$T_{cut-off}$ ، باشد به دلیل کمترین اختلاف دما بین جامد و سیال، شارژ بیشتر انرژی به سیستم دشوار می‌شود و در نتیجه روند شارژ متوقف می‌شود.

۴-۲-۱- تکرار شارژ و تخلیه برای دستیابی به عملکرد حالت پایدار چرخه‌ای^۱

هنگامی که یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرد، مخزن ذخیره‌ساز حرارتی در ابتدا سرد است. عملیات شارژ و تخلیه حرارتی برای چندین بار یا چند روز (اگر در روز یک بار شارژ و یک بار تخلیه شود) تکرار می‌شود و اگر دمای سیال در فرایندهای شارژ و تخلیه از یک زمان به زمان دیگر تغییر نکند، سیستم اصطلاحاً وارد عملکرد پایدار چرخه‌ای می‌شود. به طور معمول پس از چند تا حداکثر ۱۰ چرخه شارژ/تخلیه، سیستم به یک حالت پایدار چرخه‌ای می‌رسد. شکل ۳-۴ به صورت شماتیک ارزیابی توزیع دمایی بدون بعد ماده پرکننده در یک مخزن را در پایان هر بار شارژ و تخلیه در کل شش دوره ذخیره انرژی و خروج از عملکرد نشان می‌دهد. می‌توان دید که پس از سه بار شارژ/تخلیه، توزیع دما در مخزن پس از شارژ و تخلیه همانند عملکرد بعدی است.



شکل ۳-۴: توزیع دمای مواد پرکننده در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی محسوس در شش بار شارژ و تخلیه حرارتی با مخزن سرد اولیه [۱۱۲]

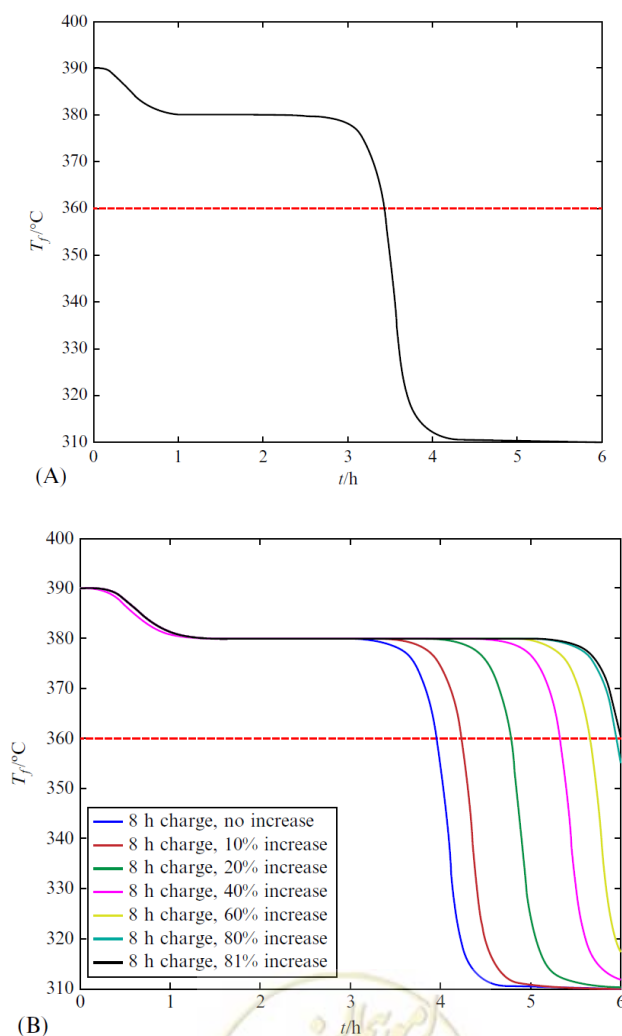
۴-۳- بستر آکنده با استفاده از PCM کپسوله شده برای ذخیره‌ساز حرارتی نهان

ذخیره‌ساز حرارتی نهان مبتنی بر PCM با سیال دما ثابتی که از مخزن ذخیره‌سازی خارج می‌شود، مشخص می‌شود که این مساله به دلیل ظرفیت حرارتی زیاد PCM در نقطه ذوب یا انجماد است. شکل ۴-۴ دمای سیالی که از مخزن

^۱ Cyclic Steadystate Operation

ذخیره PCM در طی یک فرایند تخلیه حرارتی خارج می‌شود را نشان می‌دهد. اولین دوره کوتاه، افت سریع دما را نشان می‌دهد که ناشی از گرمای محسوس در PCM بالای نقطه انجماد است. بخش طولانی با دمای ثابت مربوط به دمای انجماد در ارتباط است که در آن آزاد شدن گرمای نهان زیاد، دمای سیال را برای مدت زمان نسبتاً طولانی ثابت نگه می‌دارد. پس از بخش فرایند انجماد، افت شدید دمای سیال خروجی به دلیل ظرفیت حرارتی محسوس نسبتاً پایین PCM است.

بدیهی است اگر گرمای نهان زیاد معادل ظرفیت گرمایی زیاد در نقطه انجماد در نظر گرفته شود، ممکن است چندین بخش از PCMهای مختلف با نقاط انجماد مختلف در یک مخزن ذخیره‌سازی آکنده شوند، که این امکان را فراهم می‌کنند تا از مزایای چند مرحله افت دما کم و به طور کلی حجم ذخیره‌سازی کوچک استفاده شود.

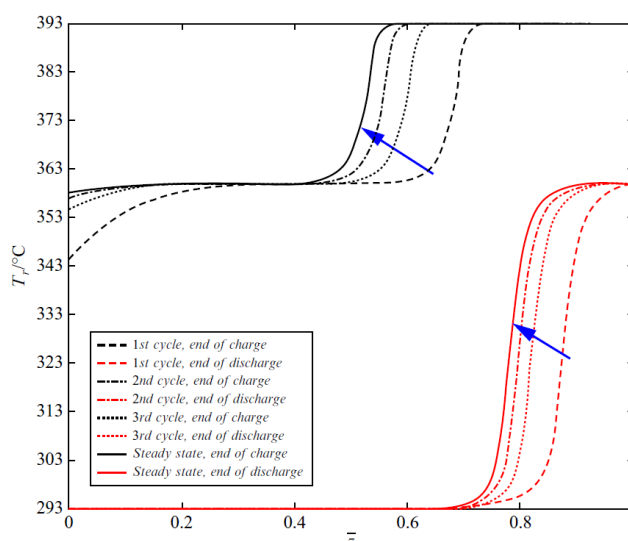


شکل ۴-۴: نمونه‌هایی از دمای سیال خروجی در حین فرایند تخلیه در سیستم ذخیره‌ساز حرارتی PCM [۱۳]. (A) یک نمونه

پایه از زمان شارژ و تخلیه مشابه، (B) نمونه‌ای با زمان شارژ بیشتر و افزایش حجم نمونه پایه

۴-۳-۱- تکرار شارژ و تخلیه انرژی برای نزدیک شدن به عملکرد حالت پایدار چرخه‌ای برای ذخیره‌ساز حرارتی نهان

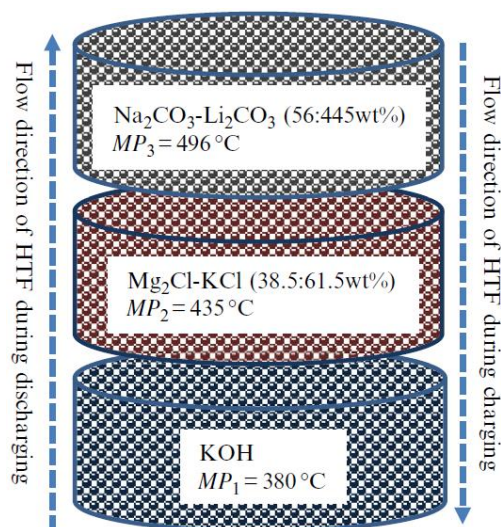
به روشی مشابه ذخیره‌ساز انرژی حرارتی محسوس، عملکرد شارژ و تخلیه حرارتی برای یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی نهان نیز چند بار یا چند روز (اگر در یک روز یک بار شارژ و یک بار تخلیه انجام شود) تکرار می‌شود تا سیستم به یک عملکرد حالت پایدار چرخه‌ای برسد. فرض بر این است که دمای سیال در فرایندهای شارژ و تخلیه در هر بار تغییر نمی‌کند. شکل ۴-۵ به صورت شماتیک ارزیابی توزیع دمایی بدون بعد ماده پرکننده در یک مخزن را در پایان هر شارژ و دشارژ در مجموع شش دوره ذخیره انرژی و خروج از عملکرد نشان می‌دهد. می‌توان دریافت که پس از سه بار شارژ/تخلیه، توزیع دما در مخزن مشابه عملیات بعدی است.



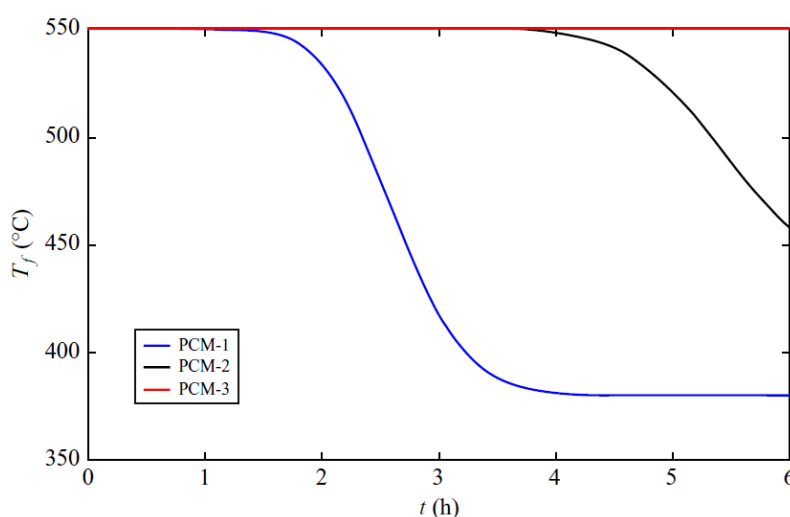
شکل ۴-۵: توزیع دمایی ماده پرکننده در یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی نهان در شش بار شارژ و تخلیه حرارتی با مخزن سرد اولیه [۱۱۲]

۴-۴- بستر آکنده چند لایه با PCMهای مختلف با دماهای تغییر فاز متفاوت

به دلیل اختلاف زیاد بین گرمای نهان و گرمای محسوس، می‌توان افت سریع دمای سیال انتقال حرارت تخلیه شده را پس از اتمام تغییر فاز مشاهده نمود. برای این که سیستم بیشتر به ذخیره حرارتی گرمای نهان متکی باشد، ایده چندین بخش PCM با نقطه ذوب آبشاری در یک مخزن ارائه شده است [۱۱۴-۱۱۵]، مانند آنچه که در شکل ۴-۶ آورده شده است. از آنجایی که هر ناحیه در بستر آکنده دارای ماده PCM متفاوت با نقاط ذوب مختلف است، مشخصات دمای سیال تخلیه شده می‌تواند متفاوت از حالت با PCM منفرد باشد. شکل ۴-۷ دمای سیال اندازه‌گیری شده در بالای PCM-1، PCM-2 و PCM-3 در طی یک فرایند تخلیه را نشان می‌دهد [۱۱۵].



شکل ۴-۶: چندین ناحیه از کپسول‌های PCM آکنده شده با نقاط ذوب و خواص مختلف [۱۱۴]



شکل ۴-۷: دمای سیال در بالای هر ناحیه از PCM بستر آکنده شده شکل ۴-۶ در طی فرایند تخلیه

۴-۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه، دماهای سیال تخلیه شده از انواع ذخیره‌سازهای حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. نمونه‌هایی که در این فصل به دماهای سیال تخلیه شده از آنها پرداخته شد شامل ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با سیال منفرد، بستر آکنده با استفاده از PCM کپسوله شده برای ذخیره‌سازی نهان و بستر آکنده چند لایه با PCM‌های مختلف بودند.



فصل ۵

تعیین حجم مناسب مخزن در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی



مقدمه

در این فصل روش‌هایی برای محاسبه حجم محفظه‌ها/مخزن ذخیره‌ساز حرارتی برای تامین تقاضای ذخیره‌ساز حرارتی برای انواع مختلف ذخیره‌سازهای حرارتی شامل ذخیره‌ساز حرارتی با HTF، ذخیره‌ساز حرارتی محسوس دو واسطه‌ای مبتنی HTF و مواد جامد، ذخیره‌ساز حرارتی نهان دو واسطه‌ای مبتنی بر HTF و مواد تغییر فاز دهنده (PCM) و همچنین ذخیره‌سازهای حرارتی با واسط ترکیبی محسوس و نهان (PCM) و HTF را شامل می‌شود. از آنجا که ذخیره‌ساز حرارتی با HTF یک واسط دارد که دارای بهره‌وری ذخیره انرژی ایده‌آل است، سایر روش‌های ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط شامل انتقال حرارت بین HTF و واسط دیگر می‌باشند، بنابراین بازده ذخیره انرژی در آنها کمتر از ۱۰۰٪ است. به منظور تعیین حجم محفظه ذخیره‌ساز حرارتی، به تجزیه و تحلیل و محاسبه انتقال حرارت بین HTF و واسط دیگر نیاز است.

۵-۱- دبی جرمی لازم سیال انتقال حرارت برای تقاضای توان

یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی اساساً یک سیال انتقال حرارت (HTF) گرم را فراهم می‌کند و گرما را به یک مقصد می‌رساند. در این فرایند آزادسازی حرارت، HTF تغییر دما از دمای بالای T_H به دمای پایین T_L را تجربه می‌کند. برعکس، وقتی فرایند ذخیره حرارت مور دنظر باشد، HTF تغییر دما از دمای پایین T_L به دمای بالای T_H را تجربه می‌کند. اگر تقاضای انرژی حرارتی $\dot{Q}_T$ مشخص باشد، دبی جرمی HTF باید الزام (۵-۱) را برآورده کند [۲].

$$\dot{Q}_T = \dot{m} \cdot C_f (T_H - T_L) \quad ۱-۵$$

اگر یک نیروگاه حرارتی خورشیدی متمرکز توان الکتریکی خروجی $\dot{Q}_p$ را تولید کند، انرژی حرارتی مور دنیا را می‌توان به صورت رابطه (۵-۲) تعیین نمود.

$$\frac{\dot{Q}_p}{\eta_{th}} = \dot{Q}_T = \dot{m} \cdot C_f (T_H - T_L) \quad ۲-۵$$

که در رابطه فوق، $\dot{Q}_T$ میزان انرژی گرمایی موردنیاز HTF است. η_{th} بهره‌وری حرارتی در نیروگاه حرارتی است که به انرژی حرارتی HTF متکی است و $\dot{Q}_p$ نیز توان الکتریکی خروجی از نیروگاه حرارتی خورشیدی متمرکز می‌باشد. بر اساس رابطه (۵-۲)، دبی جرمی HTF به صورت رابطه (۵-۳) خواهد بود [۲].

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_p}{\eta_{th} C_f (T_H - T_L)} \quad ۳-۵$$



توجه به این نکته لازم است که مهم نیست از چه روش ذخیره‌سازی حرارتی استفاده شود، دبی جرمی HTF باید رابطه (۳-۵) را به منظور تامین توان الکتریکی مورد نیاز در نیروگاه با تکیه بر انرژی حرارتی ذخیره شده، برآورده نماید. بنابراین، بدون توجه به روش ذخیره‌سازی حرارتی، دبی جرمی HTF به صورت مستقل تعیین می‌شود.

۵-۲- تعیین حجم‌های ذخیره‌سازی حرارتی برای میزان مطلوب ذخیره انرژی

به منظور تجزیه و تحلیل و برآورد حجم ذخیره‌ساز حرارتی، در نظر گرفتن انواع مختلف ذخیره‌ساز حرارتی لازم است. این انواع مختلف شامل استفاده از HTF منفرد برای ذخیره‌سازی حرارتی، استفاده از واسط جامد و سیال برای ذخیره‌ساز حرارتی محسوس، استفاده از واسط ماده تغییر فازدهنده و HTF برای ذخیره‌ساز حرارتی نهان و در نهایت استفاده از PCM و محسوس به صورت واسط ترکیبی و HTF برای ذخیره‌ساز حرارتی می‌شود.

۵-۲-۱- HTF به عنوان تنها محیط ذخیره‌سازی حرارتی

اگر از HTF به عنوان تنها محیط ذخیره‌سازی انرژی استفاده شود، میزان دبی جرمی مورد نیاز با استفاده از رابطه (۳-۵) بدست می‌آید. کل جرم و حجم مربوط به HTF را می‌توان با استفاده از رابطه (۴-۵) تعیین نمود.

$$M_{ideal} = \Delta t \cdot \dot{m}; \quad V_{ideal} = \Delta t \cdot \dot{m} / \rho_f \quad ۴-۵$$

که در رابطه فوق، $\dot{m}$ از رابطه (۳-۵) تعیین می‌شود. همان طور که در بخش‌های قبل ذکر شد، وقتی از HTF به عنوان تنها محیط ذخیره‌ساز حرارتی استفاده می‌شود، با فرض این که عایق‌بندی حرارتی مخزن ذخیره‌سازی ایده‌آل باشد، بازده ذخیره انرژی می‌تواند به ۱۰۰٪ برسد [۲].

۵-۲-۲- ذخیره‌ساز حرارتی محسوس با دو واسط HTF و جامد

وقتی مواد جامد یک بستر آکنده را شکل می‌دهند و یک HTF از آن عبور می‌کند، میزان دبی جرمی مورد نیاز با مقدار بدست آمده از رابطه (۳-۵) برابر خواهد بود. حجم ذخیره‌ساز حرارتی باید رابطه (۵-۵) را برآورده نماید [۱۰۶].

$$\{[(\rho C)_s \cdot (1 - \varepsilon) + (\rho C)_f \cdot \varepsilon] \cdot V_{min}\} \geq [(\rho C)_f \cdot V_{ideal}] \quad ۵-۵$$

که سمت چپ رابطه فوق، ظرفیت حرارتی کل بستر آکنده (واسط متخلخل) با HTF است که در فضاهای خالی پر شده است و سمت راست حالتی ایده‌آل است که HTF تنها واسط ذخیره‌سازی حرارتی و حجم مخزن ذخیره‌سازی V_{ideal} می‌باشد. بسته به چگالی و ظرفیت حرارتی ماده جامد نسبت به HTF، حجم ذخیره‌ساز حرارتی V_{min} می‌تواند کوچکتر یا بزرگتر از V_{ideal} باشد.



به منظور تصمیم‌گیری در مورد حجم (V_{min}) مخزن ذخیره‌ساز حرارتی، باید یک بررسی انتقال حرارت بین مواد ذخیره‌ساز حرارتی جامد و HTF انجام شود. بر اساس نتیجه، دمای HTF تخلیه شده از مخزن در فرایند تخلیه حرارتی را تخمین زده می‌شود. معمولاً لازم است که دمای HTF تخلیه شده برابر با T_H باشد یا از حداقل درجه حرارت از پیش تعیین شده کمتر نباشد. با این حال، از آنجا که ذخیره‌ساز حرارتی دو واسطه‌ای ایده‌آل نیست، معمولاً تنها درصدی از انرژی حرارتی تخلیه شده می‌تواند خارج شود. این بدان معناست که اگر HTF در دمای T_H برای دوره زمانی Δt به یک مخزن ذخیره حرارتی شارژ شود، دمای HTF تخلیه شده را نمی‌توان همیشه در T_H حفظ کرد و در طول دوره زمانی Δt کاهش می‌یابد.

علاوه بر شرایط موجود در رابطه (۵-۵)، باید یکی از دو رویکرد زیر به کار گرفته شود تا حجم مناسب ذخیره‌ساز حرارتی نهایی گردد و موجب شود که HTF تخلیه شده در همان بازه زمانی، دمایی مشابه با فرایند شارژ داشته باشد [۱۱۱]. این رویکردها عبارتند از:

- (۱) شارژ انرژی با مدت زمان طولانی‌تری نسبت به زمان تخلیه مورد نیاز انجام شود.
 - (۲) شارژ انرژی با نرخ جریان بالاتر انجام شود و تخلیه با نرخ جریان مورد نیاز در همان مدت زمان شارژ انجام شود.
- شرط دوم معمولاً توصیه نمی‌شود، زیرا کلکتورهای حرارت معمولاً بر اساس دبی مشخص یا ثابت طراحی می‌شوند. مسئله دیگر در هنگام تجزیه و تحلیل طراحی حجم ذخیره‌ساز حرارتی، یافتن توزیع دما در مخزن ذخیره‌ساز حرارت در حالت شارژ و تخلیه برای عملکرد چرخه‌ای است. به عنوان مثال، سیستم ذخیره‌ساز حرارتی ممکن است از حالت کاملاً سرد شروع شود و پس از چند دوره شارژ و تخلیه، توزیع دما پس از تخلیه با حالت سرد اولیه متفاوت خواهد بود. این توزیع دما در مخزن ذخیره‌ساز حرارتی پس از تخلیه به عنوان شرط اولیه فرایند شارژ لازم است و برعکس [۹۰].
- برای تصمیم‌گیری در مورد ابعاد مخزن ذخیره‌سازی ترموکلاين، شرایط عملکردی یا مشخصات مورد نیاز نیروگاه یا سیستم تبدیل توان مورد نیاز هستند. این موارد عبارتند از:

- ۱- توان الکتریکی؛
 - ۲- بازده حرارتی نیروگاه؛
 - ۳- مدت زمان مورد نیاز عملکرد بر اساس انرژی حرارتی ذخیره شده؛
 - ۴- دمای بالای مورد نیاز سیال انتقال حرارت مورد نیاز که از مخزن ذخیره خارج می‌شود؛
 - ۵- دمای پایین سیال برگشتی از نیروگاه؛
 - ۶- مشخصات فنی سیال انتقال حرارت و مواد ذخیره‌کننده حرارت مانند شعاع نامی سنگریزه‌های آکنده در صورت وجود و همچنین تخلخل آکنده‌سازی در مخزن ترموکلاين.
- تجزیه و تحلیل محاسباتی شامل مراحل زیر است:



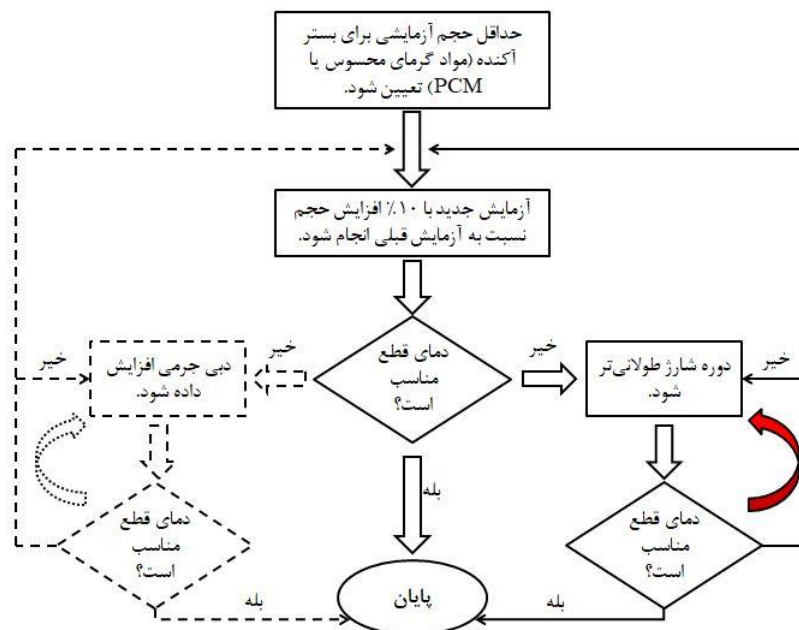
(۱) با استفاده از رابطه (۴-۵) در مورد حجم ایده‌آل نمونه‌ای که در آن فقط از HTF برای ذخیره‌سازی حرارتی استفاده می‌شود، تصمیم‌گیری شود. پس از تعیین حجم مخزن ترموکلاین ایده‌آل، حداقل حجم مخزن ذخیره باید با استفاده از معیارهای داده شده در رابطه (۵-۵) تعیین شود. در کمتر از این حد پایین حجم نمی‌توان به تخلیه انرژی حرارتی مورد نظر دست یافت. از حجم مخزن تعیین شده می‌توان قطر R و ارتفاع متناظر H را انتخاب نمود که در اولین آزمایش برای تجزیه و تحلیل اثربخشی ذخیره انرژی استفاده می‌شود.

(۲) برای تعیین حداقل حجم محفظه از ابعاد استفاده می‌شود تا تجزیه و تحلیل انتقال حرارت یک‌بعدی برای یک بار شارژ و یک بار تخلیه انجام شود و دمای سیال تخلیه شده بررسی گردد. با این کار اطمینان حاصل خواهد شد که دمای سیال در مدت زمان مورد نظر تخلیه بیش از حداقل دمای مورد نیاز است. معمولاً حداقل حجم نمی‌تواند نیاز سیستم به دمای سیال تخلیه شده مشابه سیال شارژ شده را تامین نماید. با در نظر گرفتن حجم مخزن بزرگتر و همچنین زمان شارژ طولانی‌تر (در مقایسه با زمان تخلیه)، می‌توان به این هدف دست یافت که دمای سیال تخلیه شده از سیستم ذخیره‌ساز حرارتی مشابه دمای سیال شارژ شده در مدت زمان مورد نظر باشد.

(۳) از آنجایی که یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی نیاز به عملکرد در دوره‌های شارژ و تخلیه بسیاری دارد، بهترین کار این است که تجزیه و تحلیل طراحی سیستم نمونه با عملکرد پایدار مدنظر قرار گیرد. در طی چرخه اولیه شارژ و تخلیه انرژی، مخزن ذخیره‌سازی کاملاً سرد است و بنابراین به شارژ بسیار بیشتری نیاز است. از آنجا که سیستم ذخیره پس از هر بار تخلیه، باقی‌مانده (پسماند) انرژی خواهد داشت، به تدریج سیستم ذخیره‌ساز حرارتی گرم می‌شود تا زمانی که یک وضعیت عملکردی پایدار چرخه‌ای ایجاد شود. بنابراین، برای دستیابی به عملکرد چرخه‌ای پایدار، باید ۱۰ بار شارژ و تخلیه محاسبه شود.

مراحل مذکور به منظور تعیین حجم ذخیره‌ساز حرارتی در قالب یک الگوریتم در شکل ۵-۱ آورده شده است [۱۱۳].





شکل ۵-۱: الگوریتم تعیین حجم ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط [۱۱۳]

۵-۲-۳- ذخیره‌ساز حرارتی با دو واسط PCM و HTF

هنگامی که یک PCM کپسوله شده در یک مخزن آکنده می‌شود و یک HTF از آن عبور می‌کند، میزان دبی جرمی، $\dot{m}$ لازم همچنان برابر با مقدار بدست آمده از رابطه (۳-۵) خواهد بود. به دلیل گرمای نهان PCM، حجم ذخیره‌ساز حرارتی باید در رابطه (۶-۵) صدق نماید.

$$\{\rho_{PCM}\Delta H_{fusion}(1 - \varepsilon) + (\rho C)_f(T_H - T_L)\varepsilon\}.V_{PCM-min} \geq (\rho C)_f.V_{ideat}(T_H - T_L) \quad ۶-۵$$

که در رابطه فوق، ΔH_{fusion} مقدار گرمای نهان PCM با نقطه ذوب نزدیک یا کمتر از T_H می‌باشد. با فرض ایده‌آل بودن انتقال حرارت بین PCM و HTF، حجم مخزن ($V_{PCM-min}$) از رابطه (۶-۵) بدست می‌آید که می‌تواند حداقل حجمی باشد که تجزیه و تحلیل انتقال حرارت باید از آن شروع شود. با انتخاب قطر مناسب مخزن ذخیره می‌توان ارتفاع را بر اساس $V_{PCM-min}$ تعیین نمود و تجزیه و تحلیل انتقال حرارت و ذخیره انرژی را با استفاده از دبی جرمی تعیین شده در رابطه (۳-۵) انجام داد. در تجزیه و تحلیل مذکور، چرخه‌های شارژ و تخلیه حرارت شبیه‌سازی شده و دمای HTF در طی یک فرایند تخلیه حرارت بدست می‌آید. به طور معمول، اگر دمای HTF تخلیه شده نتواند نیاز یک دوره زمانی خاص را برآورده کند، برای $V_{PCM-min}$ آزمایش دوم تجزیه و تحلیل باید بزرگتر شود. در این نمونه، مهم است که برای عملکرد سیستم، شارژ انرژی در مدت زمان طولانی‌تری از زمان تخلیه مورد نیاز انتخاب شود [۲].

۵-۳- تعیین حجم مخزن در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی با چند مثال

۵-۳-۱- تجزیه و تحلیل کالیراسیون برای تعیین حجم ذخیره‌ساز به منظور پاسخگویی به تقاضا

اگر ابعاد یک مخزن ذخیره‌سازی و شرایط عملکردی یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی مانند دبی جرمی و دمای بالا و پایین HTF (T_L و T_H) داده شود، ممکن است لازم باشد که یک طراح برای پیدا کردن دوره زمانی مناسب انرژی، بتواند زمان عملکرد لازم برای تحویل انرژی حرارتی را برآورد نماید. پارامترهای مشخص حجم مخزن ایده‌آل (τ_r) و همچنین H_{CR} در یک دوره عملکردی لازم Π_d به صورت بیان شده در فصل ۳ می‌باشند.

اولین مرحله از کالیراسیون باید بررسی معیار ارائه شده در رابطه (۵-۳) باشد که می‌توان با استفاده از آن برای حداقل حجم مخزن تصمیم گرفت. در صورت تامین حداقل حجم مخزن، مرحله دوم کالیراسیون یافتن نسبت مناسب زمان شارژ در مقابل زمان تخلیه Π_c/Π_d است که به اثربخشی تحویل انرژی اجازه می‌دهد به یک نزدیک شود. اثربخشی ذخیره انرژی محاسبه شده (رابطه (۳-۱۶)) نسبت به Π_c/Π_d (رابطه (۳-۱۲)) در H_{CR} داده شده به سرعت یافت می‌شود. اگر در Π_d لازم، اثربخشی ذخیره انرژی برای هر مقدار Π_c/Π_d نمی‌تواند به یک نزدیک شود، باید یک Π_d جدید انتخاب شود [۲].

۵-۳-۲- تعیین حجم مخزن ذخیره‌سازی برای ذخیره‌سازی انرژی محسوس با دو مثال

به عنوان مثال اول [۱۱۱ و ۱۰۶] یک نیروگاه حرارتی خورشیدی آزمایشی دارای توان الکتریکی خروجی ۱ MW با بازده حرارتی ۲۰٪ در نظر گرفته می‌شود. سیال انتقال حرارت مورد استفاده در میدان خورشیدی ترمینول VP-1 است. نیروگاه به دمای HTF بالا و پایین 390°C و 310°C نیاز دارد. از سنگ‌های رودخانه‌ای به عنوان ماده پرکننده استفاده شده و نسبت تخلخل سنگ‌های آکنده شده در مخزن ۰/۳۳ است. دوره زمانی مورد نیاز برای تخلیه انرژی ۴ ساعت است و قطر مخزن ذخیره‌سازی ۸ m می‌باشد. قطر سنگ ۴ cm است. سوال این است که چگونه یک طراح می‌تواند با پیدا کردن τ_r ، Π_d و H_{CR} ، تعیین نماید که طرح مورد نظر از نظر انرژی چه مقدار اثربخشی دارد (رابطه (۳-۱۶)) و نحوه اصلاح طرح چگونه است. مراحل تجزیه و تحلیل به شرح ذیل است:

- ۱- ابتدا دبی جرمی لازم $25/34 \text{ kg/m}^3$ و ارتفاع مخزن ایده‌آل $9/59 \text{ m}$ استخراج می‌شود. حداقل حجم مخزن ذخیره‌سازی را می‌توان از رابطه (۵-۵) تعیین نمود. از حجم ایده‌آل در اولین آزمایش استفاده شده است. با استفاده از روابط ذکر شده در جدول ۲-۳ برای سنگ‌های کروی، ضریب انتقال حرارت اصلاح شده W/m^2K ۳۲/۰۵ می‌باشد [۱۰۵ و ۷۰]. با این اطلاعات، مقادیر H_{CR} ، Π_d و τ_r (با تعاریف موجود در فصل ۳) به ترتیب ۰/۴۵۱، ۳/۰۳ و ۰/۲۲۷ بدست می‌آیند. برای شرایطی که $H_{CR} = 0.45$ است، هیچ Π_c/Π_d وجود ندارد که اثربخشی تحویل انرژی به یک برسد. بنابراین حجم ایده‌آل، تقاضای ذخیره انرژی را برآورده نمی‌کند.

۲- یکی از گزینه‌های بهبود توانایی تحویل و ذخیره انرژی بیشتر، افزایش ارتفاع مخزن ذخیره‌سازی است. هنگامی که ارتفاع به ۱۲ m افزایش می‌یابد، مقادیر Π_d و τ_r به ترتیب به ۲/۴۲ و ۰/۱۸۱ تغییر می‌کنند. مشخص شده است که در $H_{CR} = 0.45$ و $\Pi_c/\Pi_d = 1.2$ ، اثربخشی تحویل انرژی ۰/۹۹ می‌گردد. بنابر این طرح قابل قبول است.

۳- در مقایسه با یک مخزن ذخیره‌سازی حرارتی ایده‌آل، مخزن ترموکلاين با بستر آکنده سنگی، حدود ۴۰٪ از HTF را استفاده می‌کند. زمان شارژ انرژی بیشتر از زمان تخلیه نشان می‌دهد که به دلیل کاهش دما در فرایند تخلیه، نمی‌توان از ۲۰٪ از انرژی شارژ شده استفاده نمود.

به عنوان مثال دوم [۱۰۶ و ۱۱۱] یک نیروگاه حرارتی خورشیدی با شرایط عملکردی مشابه با مثال ۱ و ماده اولیه ذخیره‌ساز حرارتی نمک مذاب با مشخصات $\rho = 1680 \text{ kg/m}^3$ ، $C_s = 1560 \text{ J/(kg.K)}$ و $k_s = 0.61 \text{ W/(m.K)}$ در نظر گرفته می‌شود. سیال انتقال حرارت HITEC در لوله‌های انتقال حرارت چندگانه جریان دارد همان طور که در بخش D شکل ۳-۳ نشان داده شده است. مدت زمان موردنیاز برای تخلیه انرژی ۴ h و قطر مخزن ذخیره‌سازی ۸ m است. طبق روال مثال ۱، دبی جرمی $40/35 \text{ kg/m}^3$ و قطر و ارتفاع مخزن ایده‌آل به ترتیب ۸ m و ۶/۴۴ m است. با فرض این که ۸۴۴۸ لوله فولادی با قطر داخلی ۰/۲۵ m در مخزن ذخیره‌سازی وجود دارد و HTF در همه لوله‌ها با دبی برابر جریان می‌یابد. نسبت تخلخل ε برابر با ۰/۳۳ می‌شود و سطح انتقال حرارت بر واحد طول مخزن $S_s = 1327 \text{ m}$ می‌شود. با استفاده از روابط ذکر شده در جدول ۳-۲ برای نمونه لوله‌ای، ضریب انتقال حرارت مناسب تعیین می‌شود. حداقل حجم مخزن برای آزمایش طراحی اول استفاده می‌شود.

مقادیر بدون بعد H_{CR} ، Π_d و τ_r به ترتیب ۰/۵۲۲، ۳/۰۳۲ و ۰/۲۲۱ می‌باشند. در $H_{CR} = 0.50$ (نزدیک به ۰/۵۲۲) رسیدن به اثربخشی انرژی یک در تمام نسبت‌های زمانی Π_c/Π_d غیرممکن است.

برای افزایش اثربخشی انتقال انرژی، ارتفاع جدید مخزن ۲/۱ برابر حالت حجم ایده‌آل انتخاب می‌شود. این موجب می‌شود که مقادیر Π_d و τ_r به ترتیب ۱/۴۴۴ و ۰/۱۰۵ باشند. حال می‌توان مشاهده نمود که در $H_{CR} = 0.5$ (نزدیک به ۰/۵۲۲) و $\Pi_c/\Pi_d = 1.2$ ، اثربخشی تحویل انرژی می‌تواند به ۰/۹۶ برسد.

توجه به این نکته لازم است که پس از افزایش ارتفاع مخزن، حجم HTF ۶۹٪ حجم سیال انتقال حرارت ایده‌آل می‌باشد. به منظور بهبود کارایی تحویل انرژی، باید انتقال حرارت بین سیال و ماده ذخیره‌ساز حرارت را بهبود بخشید (به عنوان مثال با استفاده از لوله‌های دارای پره). مثال ۲ همچنین نشان می‌دهد که وقتی عملکرد انتقال حرارت (ضرب ضریب انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت) بین HTF و ماده ذخیره‌ساز حرارتی ضعیف باشد، اثربخشی تحویل انرژی کم می‌شود. اگر کاهش دمای سیال تخلیه شده یک چالش بزرگ است، برای مثال در یک نیروگاه، باید افزایش انتقال حرارت در ذخیره‌ساز حرارتی انجام شود.



۵-۳-۳- تعیین حجم مخزن ذخیره‌ساز برای ذخیره‌ساز انرژی PCM با یک مثال

یک نیروگاه CSP سهموی با خروجی توان الکتریکی ۶۰ MW با بازده حرارتی ۳۵٪ به عنوان مثالی بر اساس طراحی سیستماتیک در مرجع [۱۱۶] در نظر گرفته شده است. HTF استفاده شده در میدان خورشیدی ترمینول VP-1 است. HTF به دمای بالا و پایین سیال ۳۹۰ °C و ۳۱۰ °C نیاز دارد. بسته به طرح آکنده‌سازی، کسر حفره متخلخل ε در یک بستر کروی آکنده شده با کره‌هایی با قطر ثابت از ۰/۲۶ تا ۰/۴۷۶ متغیر است [۷۱]. در این مطالعه، کسر حفره متخلخل ۰/۳ برای محاسبات انتخاب شده است. قطر PCM کپسوله شده ۴ cm است و شعاع مخزن ذخیره در ۵ m تنظیم شده است. حداقل دوره زمانی تخلیه انرژی ۶ h است. فرض بر این است که سیستم ذخیره‌ساز حرارتی در مدت ۱۰۰ روز یا ۱۰۰ چرخه شارژ/تخلیه بدون تعمیر و نگهداری کار می‌کند. حداقل دمای قطع در فرایند تخلیه ۳۶۰ °C تنظیم شده است که در کمتر از آن نمی‌توان از HTF به طور موثر برای تولید برق استفاده نمود. این دمای قطع بر اساس نتیجه‌گیری مرجع [۱۰۷] مبنی بر قابل قبول بودن دما ۳۰ °C کمتر از دمای بالا می‌باشد. تمام شرایط عملکردی و مشخصات HTF و مواد پرکننده در جدول ۵-۱ و جدول ۵-۲ ذکر شده است. جزئیات مدل‌سازی عددی و روش‌های محاسباتی در فصل ۳ و همچنین مرجع [۱۶] وجود دارد.

جدول ۵-۱: پارامترهای عملکردی یک نیروگاه CSP ۶۰ مگاواتی برای ۶ h ذخیره حرارتی [۱۱۳]

$P_{ele} = 60 \text{ MW}$ - خروجی الکتریکی	$\xi = 35\%$ - بهره‌وری حرارتی نیروگاه توان
$R = 5 \text{ m}$ - شعاع مخزن ذخیره‌ساز	$T_{cutoff} = 360^\circ\text{C}$ - دمای قطع
$T_H = 390^\circ\text{C}$ - دمای بالا	$T_L = 310^\circ\text{C}$ - دمای پایین
$N_{cycle} = 100$ - تعداد سیکل‌ها	$\Delta t_{discharge} = 6 \text{ h}$ - دوره زمانی تخلیه
$\varepsilon = 0.3$ - کسر حفره متخلخل	$d_r = 0.04 \text{ m}$ - قطر ماده پرکننده

جدول ۵-۲: مشخصات HTF و ماده پرکننده

HTF (Therminol VP-1)	
$\rho_f = 761 \text{ kg/m}^3$	$C_f = 2454 \text{ J/(kg K)}$
$k_f = 0.086 \text{ W/(m K)}$	$\nu_f = 2.33 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
PCM-1 (KOH, Potassium hydroxide)	
$\rho_r = 2044 \text{ kg/m}^3$	$-C_{r,s} = 1470 \text{ J/(kgK)}$ جامد
$k_r = 0.5 \text{ W/(m K)}$	$-C_{r,l} = 1340 \text{ J/(kgK)}$ مایع
$L = 149.7 \text{ kJ}$	$T_{melt} = 380^\circ\text{C}$

بر اساس خصوصیات، بهره‌وری نیروگاه و نیاز توان، می‌توان میزان دبی لازم برای ذخیره‌ساز حرارتی را با استفاده از رابطه (۷-۵) محاسبه نمود.

$$\frac{P_{ele}}{\xi} = \dot{m}_{total} C_f (T_H - T_L) \quad ۷-۵$$

میزان دبی مورد نیاز برای یک منبع تغذیه ۶۰ MW به صورت $\dot{m}_{total} = 873.21 \text{ kg/s}$ محاسبه می‌شود که می‌تواند به چهار زیرجریان برای چهار مخزن تقسیم شود و بنابراین نرخ دبی $\dot{m}$ برای هر زیربخش برابر با 218.3 kg/s می‌شود. در محاسبات زیر، فقط یک زیرجریان مورد مطالعه قرار می‌گیرد، زیرا نتایج حاصل از یک زیرجریان با سه زیرجریان دیگر یکسان خواهد بود.

مرحله بعد از طراحی، تعیین حجم مخزن ذخیره‌ساز حرارتی آزمایشی اولیه با استفاده از رابطه (۶-۵) است. ارتفاع مخزن ذخیره‌ساز را می‌توان همان طور که در جدول ۳-۵ نشان داده شده، تعیین نمود.

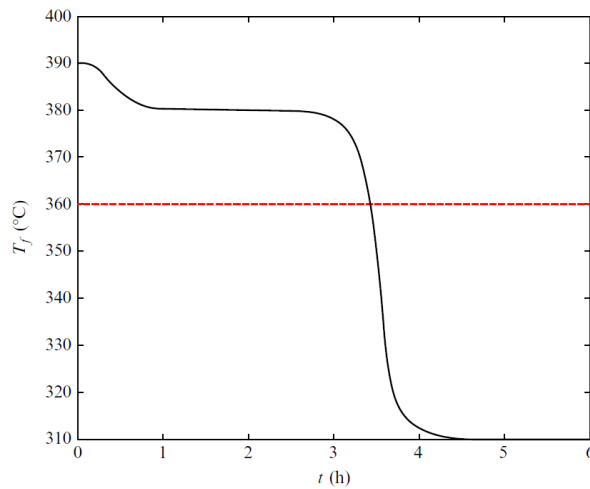
جدول ۳-۵: ارتفاع مخزن ذخیره آزمایشی برای هر PCM در زمانی که دمای قطع □ ۳۶۰ باشد [۱۱۳]

ارتفاع مخزن آزمایش اولیه	PCMs
۲۵/۹ m (مجموع چند مخزن)	PCM-1 (KOH)

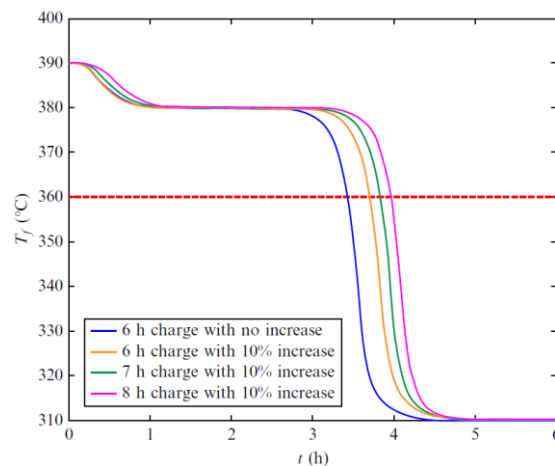
دوره زمانی شارژ در ابتدا برابر با مدت زمان تخلیه (۶ h) تنظیم شده است. محاسبات مدل‌سازی برای عملکرد حرارتی سیستم ذخیره‌سازی قابل انجام است. در ادامه، نتایج بدست آمده برای دستیابی به حجم مخزن ذخیره‌سازی واقعی، به دنبال استراتژی عمومی اندازه‌گیری حجم، بررسی می‌شود.

به عنوان اولین گام، دمای خروجی HTF نسبت به زمان تخلیه در حالت پایدار چرخه‌ای در شکل ۲-۵ رسم شده است، که در آن خط چین نشان دهنده دمای قطع است. از شکل ۲-۵ پیداست که سیستم ذخیره‌سازی فقط می‌تواند HTF بالای □ ۳۶۰ را برای تقریب ۳/۵ h تامین کند که بسیار کمتر از ۶ h مورد نیاز است. بنابراین، بر اساس استراتژی تعیین حجم کلی، حجم مخزن ذخیره آزمایشی ۱۰٪ افزایش می‌یابد. همچنین زمان شارژ حرارتی از ۶ h به ۸ h افزایش یافته و مقایسه‌ای در شکل ۳-۵ انجام شده است.



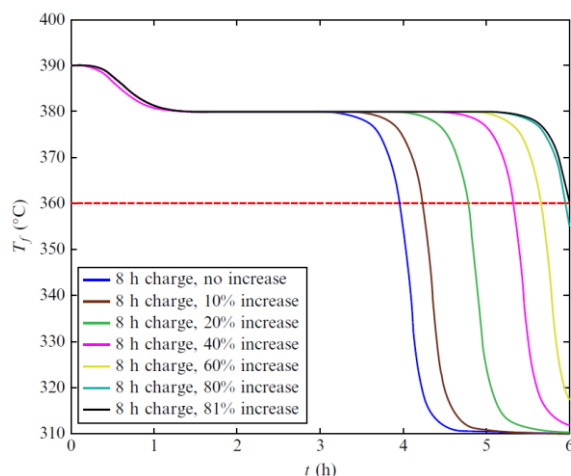


شکل ۲-۵: دمای خروجی HTF در ۶ ساعت تخلیه بر اساس ارتفاع مخزن بدست آمده از تجزیه و تحلیل آزمایش اولیه [۱۱۳]



شکل ۳-۵: دمای HTF خروجی در ۶ ساعت تخلیه با تغییر زمان شارژ از ۶ ساعت به ۸ ساعت با افزایش ۱۰٪ ارتفاع از حجم آزمایشی اول [۱۱۳]

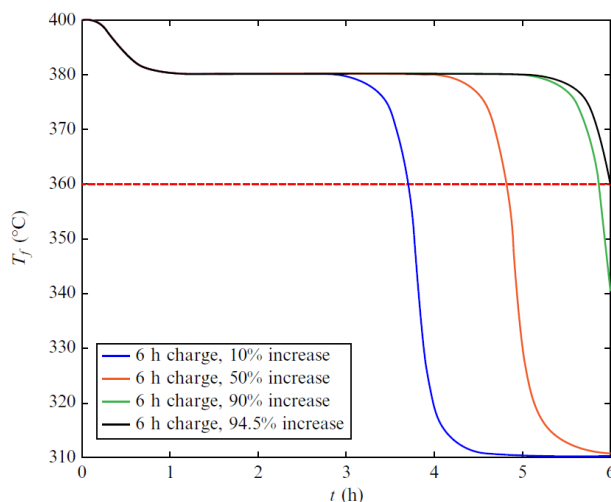
در شکل ۳-۵ مشاهده می‌شود که حتی اگر زمان شارژ به ۸ ساعت افزایش یابد، افزایش ۱۰٪ ارتفاع مخزن از ارتفاع مخزن آزمایشی هنوز به طور کامل دمای قطع بالای 360°C در ۶ h را برآورده نمی‌کند. شارژ ۷ h با افزایش ۱۰٪ حجم می‌تواند HTF را با دمای بالای 360°C حدود $3/9$ h تخلیه کند، در حالی که طولانی‌ترین دوره زمانی $4/1$ h با شارژ ۸ h ارائه می‌شود. حتی اگر این نتایج از شارژ ۶ h در حجم مخزن آزمایش اول بهتر باشد، هنوز هم با هدف تامین سیال به مدت ۶ h در دمای بالاتر از 360°C فاصله دارد. در نتیجه کار تکرار شده و افزایش حجم مخزن آزمایشی اول به اندازه ۱۰٪ یا بیشتر اعمال می‌شود. به دنبال آن، زمان شارژ ۸ h انتخاب می‌گردد و میزان حجم نیز افزایش می‌یابد. نتایج در شکل ۴-۵ نشان داده شده است.



شکل ۴-۵: دمای HTF خروجی در تخلیه ۶ h با حجم بزرگتر از آزمایش اول و ۸ h زمان شارژ [۱۱۳]

شکل ۴-۵ دمای HTF خروجی را در یک تخلیه ۶ h بر اساس حجم بزرگتر از اولین حجم ذخیره‌سازی آزمایشی و زمان شارژ ثابت ۸ h نشان می‌دهد. در این شکل به وضوح دیده می‌شود که قبل از افزایش حجم ۸۰٪، دمای HTF خروجی در پایان ۶ h تخلیه با دمای قطع $\square$ ۳۶۰ فاصله زیادی دارد. با توجه به افزایش ۸۱٪ حجم مخزن و زمان شارژ ۸ h، نتایج دمای سیال تخلیه شده می‌تواند الزام بیشتر از $\square$ ۳۶۰ را در کل دوره زمانی ۶ h تخلیه، کاملاً برآورده نماید. برای این نتیجه حجم مخزن ذخیره $3683/5 \text{ m}^3$ است که اگر شعاع هر مخزن در ۵ m ثابت باشد، ممکن است به چندین مخزن با ارتفاع کل ۴۶/۹ m نیاز باشد. در این نمونه، بازده ذخیره انرژی ۸۸/۱۹ درصد است.

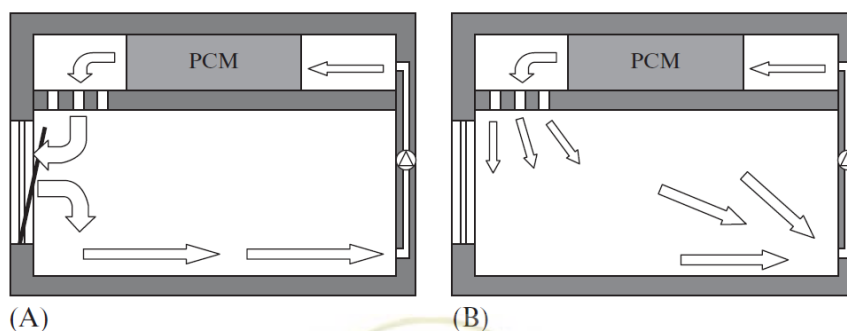
برای نیاز ذخیره‌سازی مشابه و مواد PCM، اگر زمان جمع‌آوری تشعشعات خورشیدی بیشتر از ۶ h نباشد، تنها گزینه برای تامین نیاز، بزرگتر شدن حجم مخزن ذخیره‌سازی است. شکل ۵-۵ مقایسه دمای خروجی HTF در هنگام تخلیه ۶ h با حجم‌های مختلف مخزن ذخیره‌سازی با شارژ ثابت ۶ h را نشان می‌دهد. از شکل مذکور می‌توان دریافت که فقط در صورت استفاده از ۹۰٪ حجم، دمای HTF خروجی در پایان تخلیه ۶ h می‌تواند به $\square$ ۳۶۰ نزدیک شود. در پایان محاسبه، افزایش ۹۴/۵ درصدی حجم مخزن ذخیره آزمایشی برای برآورده کردن این الزام که دمای سیال تخلیه شده در کل دوره تخلیه ۶ h بالاتر از $\square$ ۳۶۰ باشد، مشخص شد. برای این مثال، حجم مخزن $3954/2 \text{ m}^3$ است و در صورت ثابت بودن شعاع مخزن ذخیره در ۵ m، کل ارتفاع چندین مخزن ۵۰/۴ m می‌باشد. بازده ذخیره انرژی نیز برای این نمونه ۸۷/۶۱ درصد است. این بازده نزدیک به نمونه آخر است که دارای راندمان ذخیره انرژی ۸۸/۱۹ درصد است. این بدان معناست که با حجم بیشتری از مخزن ذخیره، می‌توان زمان شارژ کوتاه‌تر ۶ h را برای دستیابی به همان هدف استفاده نمود. این دو بررسی نشان می‌دهند که استراتژی حجم کلی، گزینه‌های مختلفی را برای تصمیم‌گیری در مورد حجم مخزن ذخیره‌سازی مناسب و طرح عملکردی برای حفظ دمای HTF بالاتر از دمای قطع در دوره ۶ h تخلیه مورد نیاز، به طراحان ارائه می‌دهد.



شکل ۵-۵: دمای HTF خروجی در ۶ h تخلیه حرارت با افزایش حجم مخزن ذخیره و ۶ h شارژ حرارتی.

۵-۴- آنالیز ذخیره‌سازی سرد برای خنک‌سازی مورد نیاز

به دلیل توسعه فناوری کپسوله‌سازی PCM، در سال‌های اخیر از PCM با دمای ذوب کم به طور گسترده‌ای برای ذخیره‌سازی سرما استفاده شده است [۶۶]. دلیل این امر این است که کپسوله‌سازی PCM در ایجاد یک سطح انتقال حرارت بزرگ، بسیار مهم است. همان طور که در شکل ۵-۶ دیده می‌شود، ذخیره‌سازی سرد را می‌توان برای تهویه مطبوع [۱۱۷]، ذخیره‌سازی سرد غذا و سبزیجات، حمل و نقل و غیره استفاده نمود. تجزیه و تحلیل انتقال حرارت و ذخیره انرژی برای ذخیره‌سازی سرد مشابه ذخیره‌سازی حرارتی گرم است. در این حالت، یک فرایند شارژ حرارتی برای تخلیه سرما و فرایند تخلیه حرارتی برای ذخیره سرما باید در نظر گرفته شود. بسته به کاربرد ذخیره‌ساز سرد، ممکن است محدودیتی در دمای HTF نیز تعیین شود که در بالاتر از آن روند تخلیه سرد باید متوقف شود.



شکل ۵-۶: استفاده از PCM برای تهویه مطبوع. (A) خنک کننده PCM در شب؛ (B) خنک کننده اتاق در روز.

۵-۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل تعیین حجم مناسب مخزن برای ذخیره‌سازی حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. مباحث اصلی این بخش شامل دبی جرمی لازم سیال انتقال حرارت برای تقاضای توان، تعیین حجم‌های ذخیره‌سازی حرارتی برای میزان مطلوب ذخیره انرژی و آنالیز ذخیره‌سازی سرد بود.



فصل ۶

چالش‌های مکانیکی و ساخت سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی



مقدمه

نگرانی کمتری در مورد طراحی و ساخت سازه‌های سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی مقیاس کوچک و دمای پایین وجود دارد. با این حال، برای سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی در مقیاس بزرگ و دمای بالا مانند سیستم‌های استفاده شده در نیروگاه‌های خورشیدی متمرکز، طراحی ساختاری و تجزیه و تحلیل تنش برای مخازن، فونداسیون مخزن، اتصالات پمپ‌ها با موتورها از طریق دیواره مخزن و انبساط حرارتی مسائل مهمی هستند که باید با دقت مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار گیرند. به دلیل دمای بالا و مقدار زیاد سیال انتقال حرارت در یک محفظه، ایمنی و قابلیت اطمینان محفظه‌ها، لوله‌ها، پمپ‌ها و سایر امکانات بسیار حیاتی است. در این فصل به طور خلاصه در مورد چالش‌های مذکور و راه‌حل‌های مورد نیاز بحث خواهد شد.

۶-۱- اتصال پمپ و موتور

روش‌های مختلفی برای تنظیم اتصال موتور و پمپ برای یک حلقه جریان ذخیره‌ساز حرارتی با درجه حرارت بالا وجود دارد. در حالی که پمپ در سیال دما بالا غوطه‌ور می‌شود، موتور الکتریکی پمپ باید از گرم شدن بیش از حد جلوگیری نماید. این امر مستلزم استفاده از اتصال به اندازه کافی طولانی بین پمپ و موتور است. اگر موتور بالای مخزن ذخیره حرارت قرار بگیرد و پمپ در انتهای پایین مخزن در سیال غوطه‌ور شود [۵]، اتصال موتور و پمپ از طریق سقف مخزن، تحت فشار نسبتاً کمی قرار دارد که با توجه به نیاز درزگیری^۱، کمک‌کننده است. عیب این نوع تنظیمات (که می‌توان آن را تنظیم عمودی نامید)، اتصال طولانی بین موتور و پمپ است. از نقطه نظر ساخت، قرار دادن موتور در بالای مخزن ممکن است هزینه بیشتری در پی داشته باشد.

اگر پمپ و موتور هر دو در انتهای پایین مخزن ذخیره قرار داشته باشند، برای جلوگیری از نشت سیال انتقال حرارت (HTF) به یک درزگیری بسیار خوب در دمای بالا برای شافت بین پمپ و موتور نیاز است. فناوری‌های درزگیری مانند آنهایی که در توربین‌های گازی با درجه حرارت بالا استفاده می‌شوند، ممکن است قابل استفاده باشند. قرار دادن پمپ در سطح زمین از مزایای این تنظیمات است.

۶-۲- فشار بالا در کف برای مخازن ذخیره‌سازی حرارتی

به طور معمول انتظار می‌رود که مواد ذخیره‌سازی حرارتی در مقایسه با آب چگالی بالایی داشته باشند [۱۱۸-۱۱۹] و [۳۷]، که باعث می‌شود فشار در پایین مخزن ذخیره‌سازی زیاد شود و کف مخزن و فونداسیون باید در برابر این فشار مقاومت داشته باشند. به دلیل نیاز به مقاومت در برابر فشار قابل توجه، جوشکاری کف مخزن به دیوار کناری برای ایمنی

^۱ Sealing Issue

مخزن ذخیره حرارتی بسیار مهم است. تشخیص نقص جوش معمولاً در محل انجام می‌شود. هد پمپ مورد نیاز برای تغذیه HTF به برج توان نیز به دلیل چگالی زیاد سیال، مهم است حتی اگر HTFها فشار بخار زیادی نداشته باشند.

۳-۶- انبساط حرارتی و چرخه‌های حرارتی

یک مخزن ذخیره‌ساز حرارتی ممکن است به دلیل تغییر زیاد دما از حالت سرد به حالت عملکردی و همچنین طی فرایندهای شارژ و دشارژ حرارتی چرخه‌ای، انبساط حرارتی قابل توجهی را تجربه کند. عدم تطابق انبساط حرارتی مواد فلزی مخزن و مواد محافظ حرارتی نیز عامل مهمی است که باید در هنگام طراحی سیستم مورد توجه قرار گیرد [۲].

۴-۶- انجماد و ذوب سیالات در مخازن و لوله‌ها

در یک نیروگاه حرارتی خورشیدی، ممکن است برخی از شرایط بد آب و هوایی رخ دهد به طوری که مخزن ذخیره حرارت ممکن است بیش از حد گرما از دست دهد و مواد ذخیره‌ساز حرارتی یخ بزنند. برای جلوگیری از یخ‌زدگی مواد ذخیره‌ساز حرارتی، باید طراحی جامع و مانع باشد. در واقع باید تلفات حرارت در بدترین شرایط آب و هوایی پیش‌بینی (محاسبه) شود و بررسی گردد که بخش بزرگی از مخزن یخ می‌زند یا خیر. عایق حرارتی باید متناسب با آن طراحی شود تا اتلاف حرارت را کاهش دهد. بر اساس تجزیه و تحلیل اتلاف حرارت، می‌توان روشی را برای عایق‌بندی حرارتی یا گرم شدن مجدد سیال در پیش گرفت.

بسیار مهم است که تجزیه و تحلیل انتقال حرارت و توزیع میدان دمایی در مخزن ذخیره حرارت به طراحی حفاظت حرارتی محفظه‌های ذخیره حرارت کمک می‌کند. ابزارهای تجاری برای تجزیه و تحلیل عددی انتقال حرارت گذرا به صورت گسترده در دسترس می‌باشند. بنابراین، می‌توان محاسبات و شبیه‌سازی‌ها را برای یافتن فرایندهای گذرای اتلاف حرارت، تغییر دما و احتمال وجود یخ‌زدگی سیال در مخزن انجام داد [۲].

۵-۶- خوردگی و سمیت کم مواد ذخیره‌ساز حرارتی

اگرچه مواد ذخیره‌ساز حرارت و HTF در محفظه‌ها با احتیاط محافظت می‌شوند، اما در صورت خوردن و سمی بودن سیالات، هرگونه نشت و ریزش می‌تواند نگران کننده باشد. بنابراین، همیشه مطلوب است که HTFها کم‌هزینه، دارای سمیت کم و خوردگی کم در محفظه‌ها و لوله‌ها باشند. اطلاعات ایمنی (سمیت و اشتعال‌پذیری) سیال انتقال حرارت روغن معدنی مانند Xceltherm و Therminol VP1 در مراجع [۱۲۱-۱۲۰] موجود است. این سیالات به عنوان مواد کم سمیت دسته‌بندی می‌شوند، اما قابل اشتعال هستند که برای جلوگیری از آتش‌سوزی، باید به آن توجه کرد. سمیت

نمک‌های مذاب نیترات و نمک‌های مذاب کلرید به عنوان سیال انتقال حرارت نیز به طور کلی کم است. اطلاعات ایمنی برای نمک‌هایی مانند $NaNO_3$ ، KNO_3 ، KCl و $MgCl_2$ به صورت گسترده در دسترس است [۱۲۲-۱۲۳].

۶-۶- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه، چالش‌های مکانیکی و ساخت سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی مورد بررسی قرار گرفتند. این چالش‌ها شامل اتصال پمپ و موتور، فشار بالا در کف برای مخازن ذخیره حرارت، انبساط حرارتی در چرخه‌های حرارتی، انجماد و ذوب سیالات و خوردگی و سمیت مواد بودند که به اختصار راه‌حلهایی برای آنها ارائه شد.



فصل ۷

انتخاب عایق در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی



مقدمه

برای اطمینان از عملکرد تولید برق در طول شب یا دوره‌های بدون آفتاب، عایق‌بندی مخزن ذخیره‌سازی مهم است. هر زمان که اختلاف دما وجود داشته باشد انتقال حرارت وجود دارد و می‌تواند به سه حالت مختلف هدایتی، همرفتی و تابش رخ دهد. هدف از عایق‌کاری این است که اتلاف حرارت به حداقل برسد. دمای مخزن ذخیره‌سازی در حدود 600 K است در حالی که دمای محیط در حدود 300 K است. این اختلاف دمای بسیار زیاد موجب اتلاف گرمای زیادی می‌شود. برای رفع این مشکل، ترکیبی از چند لایه عایق حرارتی با اهداف مختلف (از جمله مقاوم در برابر دمای بالا)، ضروری است. عایق‌بندی صحیح مخزن ذخیره کاری بسیار دشوار است.

۷-۱- اصول کلی

در طول تاریخ، هدف از بکارگیری عایق حرارتی حفاظت انسان در برابر عناصر مخرب و زیان‌آور بوده است [۱۲۴]. عایق حرارتی، به صورت خاص برای تنظیم دما، مانع حرارتی ایجاد می‌کند. در دوره‌ای از تاریخ، انسان‌ها از مواد طبیعی مانند پوست حیوانات، پشم و کاه به عنوان عایق در لباس و همچنین در محل زندگی خود استفاده می‌کردند. بعدها مواد با دوام‌تر مانند خاک، سنگ و چوب جایگزین شدند. به عنوان مثال، سال‌های زیادی مردم بومی قاره آمریکا از خشت استفاده می‌نمودند. همان‌طور که مصالح ساختمانی به انواع مستحکم‌تر مانند فولاد و بتن تغییر کردند، لایه‌های عایق حرارتی اضافی نیز به یک ضرورت تبدیل شدند. در این ارتباط، مواد طبیعی مورد بهره‌برداری قرار گرفتند و مواد مصنوعی نیز تولید شدند. افزایش روزافزون مصرف انرژی و اثرات مخرب زیست محیطی آن موجی از نوآوری‌ها را در استفاده کارآمدتر از منابع با کمک عایق‌ها ایجاد کرده‌اند. علاوه بر این، عایق حرارتی در بسیاری از کاربردهای ساخت و تولید انرژی نقش مهمی دارد. به عنوان مثال، آجرهای نسوز و پشم معدنی معمولاً در کاربردهای با درجه حرارت بالا استفاده می‌شوند. تقاضا برای عایق حرارتی بهتر موجب توسعه بیشتر عایق‌های حرارتی مصنوعی بهتر و کارآمدتر مانند آبروژل^۱ شده است.

مواد مورد استفاده جهت ساخت عایق حرارتی بسیار متنوع هستند. این مواد با هدایت حرارتی کم، معمولاً زیر 1 W/m K مشخص می‌شوند. همچنین درست است که رسانایی حرارتی کم با چگالی کم و فاصله هوایی همراه است زیرا هوا دارای هدایت حرارتی کم در حدود 0.02 W/m K است [۱۲۵-۱۲۶]. یک ماده عایق حرارتی معمولی، جریان حرارت را توسط سلول‌های هوای مرده میکروسکوپی کاهش می‌دهد. این فضاها خالی، اگر از نفوذ هوا به درستی جدا نشوند، مستعد تلفات همرفتی هستند. علاوه بر این، ممکن است تابش، به ویژه در زمانی که درجه حرارت بالا باشد، نقش

^۱ Aerogel



داشته باشد. هر چه رسانایی گرمایی کمتر باشد، ماده عایق حرارتی بهتری است. از طرف دیگر، باید به جنبه‌های سلامت محیطی و سلامت عمومی، خطر آتش‌سوزی، اثر رطوبت و برنامه‌های تعمیر و نگهداری نیز توجه شود.

مروری بر عایق‌های حرارتی سنتی، پیشرفته و آینده در مرجع [۱۲۷] انجام شده است. عایق‌های حرارتی را می‌توان با توجه به مواد تشکیل دهنده آنها به دو دسته غیرآلی و آلی دسته‌بندی نمود. مواد غیرآلی مانند شیشه، سنگ، پشم سرباره^۱، کلسیم سیلیکات، پرلیت پیوند خورده^۲، ورمیکولیت^۳ و محصولات سرامیکی می‌باشند. مواد آلی شامل سلولز، کتان، چوب، pulp، نی^۴، فیبر مصنوعی، چوب پنبه، لاستیک اسفنجی^۵، پلی‌استایرن، پلی‌اتیلن، پلی‌اورتان، پلی‌ایزوسینورات و سایر پلیمرها می‌شوند. آنها می‌توانند به صورت فیبری (الیافی) یا ساختار فوم باشند. پانل‌های عایق خلاء یک هسته متخلخل باز به صورت فوم از سیلیکا هستند که توسط لایه‌های ورقه‌ای پلیمر متالیزه پوشانده شده است و هدایت گرمایی آنها کمتر از 0.05 W/mK می‌باشد.

مواد عایقی موجود که می‌توانند در برابر دماهای بالا مقاومت کنند، مانند آجرهای نسوز، سیلیکات کلسیم، شیشه کفی^۶، پشم معدنی و فایبرگلاس، به وفور یافت می‌شوند.

آجرنسوز در برابر دمای بالا مقاوم است و معمولاً رسانایی حرارتی کمی دارد. آجرنسوز که مخلوطی از سیلیکا و آلومینا است، به طور گسترده در کوره‌ها استفاده می‌شود. با تغییر ترکیبات، رسانایی حرارتی آن قابل تنظیم است. رسانایی حرارتی آن حدود 1 W/mK است و می‌تواند در دمای بالا تا 1500 K کار کند.

شیشه کفی، شیشه‌ای سلولی است که عمدتاً از ماسه، سنگ آهک و خاکستر سودا تشکیل می‌شود. مخلوط مواد مذکور خرد و ذوب شده و به صورت پودر تحت عملیات پخت قرار می‌گیرند. وقتی مقدار کمی کربن سیاه ریز آسیاب شده اضافه شود، دی‌اکسید کربن تشکیل شده و حباب‌های عایق ایجاد می‌کند. رسانایی حرارتی این عایق در حدود 0.05 W/mK است و می‌تواند در حداکثر دمای 750 K کار کند.

چرخاندن شیشه مذاب، سنگ یا سرباره به منظور رسیدن به ساختاری الیاف‌مانند منجر به ساخت پشم معدنی می‌شود. رسانایی حرارتی این ماده در حدود 0.05 W/mK است و می‌تواند تا دمای 1000 K کار کند.

آیروژل سیلیکا توسط فرایندی که در مرجع [۱۲۸] پیشنهاد شده، شکل می‌گیرد. ماده اولیه فرایند شیشه مایع است. سیلیس‌دار کردن^۱ با جداسازی فاز آب از هیدروژل، جداسازی فاز واترژل و حلال انجام می‌شود. رسانایی حرارتی این ماده خیلی کم و در حدود 0.01 W/mK است و قابلیت کار تا دمای 773 K را دارد.

^۱ Slag Wool

^۲ Bonded Perlite

^۳ Vermiculite

^۴ Cane

^۵ Foamed Rubber

^۶ Foamglass



استفاده از چندین لایه از مواد سازه‌ای و عایق یک راه حل بالقوه برای ساخت مخزن ذخیره حرارتی است. در مرجع [۱۰] یک روش طراحی بهینه برای عایق‌کاری مخازن سیستم ذخیره حرارتی نمک مذاب که از فولاد کربنی ساخته می‌شوند و در نیروگاه‌های خورشیدی سهموی استفاده می‌شوند ارائه شده است. آنها ساخت مخزن را با استفاده از چند لایه انعطاف‌پذیر از جنس آستر فولادی ضدزنگ، آجر نسوز و مواد عایقی فیبر سرامیک پیشنهاد کردند در حالی که فونداسیون از ماسه ریز، آجر نسوز عایق، شیشه کفی، بتن تقویت شده (مسلح) و فونداسیون پایه ساخته شد. آنها تلفات حرارتی کلی را با استفاده از یک مقاومت حرارتی مدل کردند. همچنین از نرم‌افزار FEM SAP2000 برای تجزیه و تحلیل تنش استفاده شده است. تجزیه و تحلیل اقتصادی نیز انجام شده است.

برای دستیابی به عایق حرارتی بهتر، اخیراً مهندسان و دانشمندان از فناوری نانو استفاده کردند [۱۲۹]. افزودنی پودر گرافیت به محصولات پلی‌استایرن منبسط شده، رسانایی حرارتی را ۲۰٪ کاهش می‌دهد. آبروژل با ساختار نانو خود یک عایق حرارتی بسیار خوب است. عایق حرارتی نانوسرامیک نیز از دیگر تلاش‌های در حال پیشرفت است. تحقیقات در مورد عایق حرارتی همچنان ادامه دارد.

۷-۲- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه به نحوه انتخاب عایق حرارتی در ذخیره‌سازهای حرارتی پرداخته شد. انواع عایق‌های آلی و غیرآلی که می‌توانند بدین منظور استفاده گردند معرفی و بررسی شدند تا سازندگان بتوانند متناسب با شرایط عملکردی از ماده مناسب استفاده نمایند.



فصل ۸

ذخیره‌سازهای یخ



مقدمه

این فصل از ضابطه با عنوان ذخیره‌سازهای یخ به بررسی این نوع از ذخیره‌سازها پرداخته است. مباحث این فصل شامل مشخصات کلی ذخیره‌سازهای یخ، سیستم‌های تبرید مربوطه، مخازن ذخیره‌سازی، استراتژی‌های عملکردی و کنترلی، مشخصات شارژ و تخلیه، عملکرد و نحوه راه‌اندازی و نگهداری سیستم‌های مذکور می‌باشد.

۸-۱- آشنایی با ذخیره‌ساز یخ

اگرچه گرمای مطلوب در بسیاری از طرح‌ها نقش بسزایی دارد، اما باید اشاره نمود سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ بیشترین ظرفیت خود را از گرمای نهان ذوب یخ به دست می‌آورند. چگالی انرژی بالا در سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ امکان نصب و راه‌اندازی‌های متراکم را فراهم نموده و موجب شده این سیستم‌ها کاربرد عملی پیدا کنند [۱۳۰-۱۳۲]. دستگاه‌های ذخیره‌سازی یخ در طیف گسترده‌ای از فناوری‌های مجزا موجود هستند که گاهی اوقات نمی‌توان طبقه‌بندی دقیقی برای آنها ارائه نمود [۱۳۰-۱۳۲]. با این حال، به طور کلی می‌توان آنها را به صورت ذیل طبقه‌بندی نمود:

- فناوری ذوب از داخل یخ روی کویل^۱؛
- فناوری ذوب از خارج یخ روی کویل^۲؛
- فناوری کپسوله‌سازی یخ^۳؛
- فناوری مزرعه یخ^۴؛
- پالوده یخ^۵ (مخلوط نیمه جامد یخ)؛
- فناوری‌های واحد^۶.

چالش اساسی در همه روش‌های ذخیره‌سازی یخ، یافتن ابزار و روشی کارآمد و اقتصادی با هدف دستیابی به انتقال حرارت مطلوب جهت یخ زدن آب و ذوب یخ به طور متناوب است. همچنین لازم به ذکر است که روش‌های مختلفی به منظور محدود کردن یا مقابله با رویکرد انتقال حرارت (اختلاف دما بین مایعات باقی‌مانده) مرتبط با انجماد و ذوب، توسعه داده شده است. با این حال، دمای سیال (از ذخیره‌سازی در حین ذوب) باید بالاتر از نقطه انجماد باشد و دمای سیال ورودی (تا ذخیره‌سازی در طول انجماد) باید کمتر از نقطه انجماد باشد. ذخیره‌سازی یخ می‌تواند درجه حرارت

^۱ Internal-Melt Ice-on-Coil

^۲ External-Melt Ice-on-Coil

^۳ Encapsulated

^۴ Ice Harvester

^۵ Ice Slurry

^۶ Unitary Technologies



بسیار مطلوبی را برای برنامه‌های تهویه مطبوع فراهم نماید. با این حال، دمای ورودی در طول انجماد بسیار پایین‌تر از حد معمول است.

ترکیبی از قابلیت اطمینان، پایداری، هزینه نسبتاً پایین، ظرفیت گرمای نهان زیاد، گرمای ویژه بالا، چگالی بالا، ایمنی و دمای هم‌جوشی مناسب برای بسیاری از کاربردهای خنک‌کننده HVAC مناسب می‌باشد. آب از نقطه ذوب بسیار پایدار $\square$ ۳۲ (صفر درجه سانتی‌گراد) در سطح دریا برخوردار می‌باشد. در برخی شرایط، فوق‌تبرید می‌تواند نقطه انجماد اولیه را از $\square$ ۲ تا $\square$ ۵ کاهش دهد، اما ناخالصی‌های موجود در آب آشامیدنی، اختلالات تصادفی، لرزش‌های جزئی، برهم‌کنش‌های سطحی یا تحریک عمده موجب شده تا برای ایجاد هسته کریستال یخی به دمای $\square$ ۳۲ در شرایط کلی نیاز باشد. فوق‌تبرید غالباً در دمای پائین‌تر از $\square$ ۳۲ هنگام کاهش اولیه دمای آب مایع رخ می‌دهد. یخ باقی‌مانده تمایل فوق‌تبرید را برای دوره‌های بعدی تولید یخ کاهش داده یا از بین می‌برد. مقدار فوق‌تبرید به طور معمول در دمای $\square$ ۲ یا $\square$ ۳ می‌باشد و دمای تغییر فاز به سرعت بعد از دوره هسته اولیه به $\square$ ۳۲ باز می‌گردد. آب نسبتاً خالص که از هرگونه نفوذ خارجی عایق شده است، می‌تواند به عنوان یک عامل اختصاصی به منظور تحریک هسته استفاده شود. آب در چگالی پائین‌تر از $\square$ ۳۹ ($\square$ ۴) کمی کاهش می‌یابد و در انجماد حدود ۹٪ منبسط می‌شود. این انبساط اغلب به عنوان نشانگر موجودی یخ مورد استفاده قرار می‌گیرد که در آن یخ کاملاً غوطه‌ور می‌ماند، مانند سیستم‌های یخ روی کویل. اگر یخ در آب مایع شناور شود، با یخ زدن یخ یا ذوب شدن آن، سطح مایع ثابت خواهد ماند. یخ در چگالی پائین‌تر از دمای انجماد مقداری افزایش می‌یابد، اما در سیستم‌های ذخیره‌سازی که همه نزدیک به دمای تغییر فاز کار می‌کنند، دارای تغییر جزئی است [۱۳۱-۱۳۳].

بسیاری از فناوری‌های ذخیره‌سازی یخ از خنک‌کننده‌های^۱ ثانویه برای انتقال گرما استفاده می‌کنند. این امر امکان استفاده از چیلرهای استاندارد از جمله چیلرهای گریز از مرکز برای ساختن یخ را فراهم می‌آورد و کاربرد این فناوری را در سیستم‌های خنک‌کننده معمولی با آب سرد، ساده می‌کند. خنک‌کننده‌های ثانویه مشترک از ویژگی‌های خوبی برخوردار هستند و در صورت نگهداری و نصب مناسب در مقابل خوردگی مقاوم و از انجماد با قابلیت اطمینان بالایی برخوردار می‌باشند. غلظت مناسب برای مایع خنک‌کننده به گونه‌ای انتخاب می‌شود تا یک نقطه انجماد پائین‌تر از دمای خنک‌کننده مورد انتظار فراهم شود. این دما با توجه به ویژگی‌های انتقال حرارت دستگاه ذخیره‌سازی و سایر عوامل موثر تعیین می‌شود [۱۳۱-۱۳۳].



^۱ Coolants

۸-۲- مشخصات کلی سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

۸-۲-۱- مشخصات کلی سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

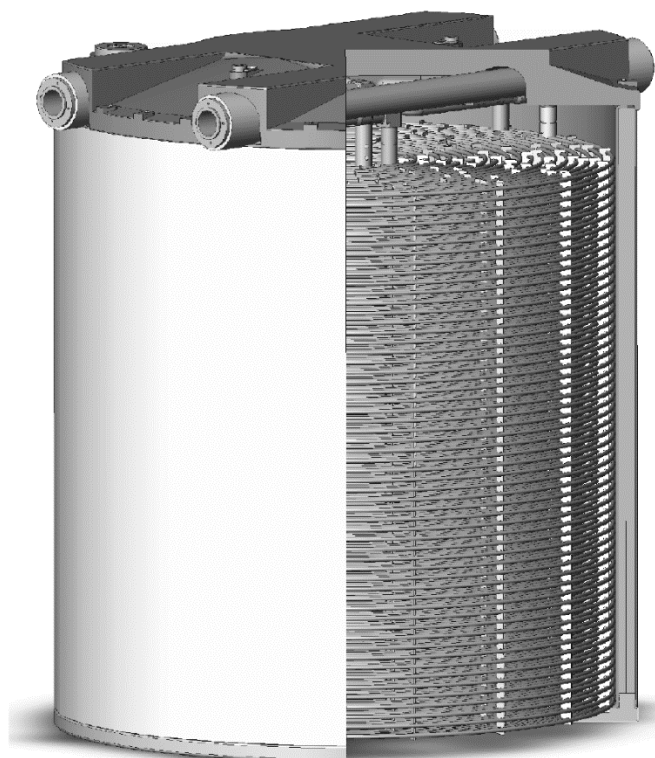
در سیستم‌های ذخیره‌ساز ذوب از داخل یخ روی کویل از یک مایع خنک‌کننده ثانویه که غالباً اتیلن یا پروپیلن گلیکول می‌باشد، استفاده می‌شود. از این طریق مایع انتقال حرارت می‌تواند قابلیت شارژ و تخلیه را داشته باشد و از طریق لوله یا سیم‌پیچ‌هایی که در مخازن پر از آب تعبیه شده‌اند، به گردش درآیند. به منظور ایجاد یخ، چیلر یا چیلرها، خنک‌کننده را در دمای بین 22°C تا 26°C خنک می‌کنند تا یخ در قسمت بیرونی لوله‌ها شکل بگیرد. برای تخلیه ذخیره‌سازی، مایع خنک‌کننده گرم درون لوله‌ها جریان می‌یابد و با ذوب و خروج یخ از داخل موجب می‌شود تا دمای خنک‌کننده به منظور تامین بار سرمایش کاهش یابد. سیستم‌های ذوب از داخل یخ روی کویل قادر می‌باشند دمای تخلیه پایداری بین 36°C تا 38°C را مهیا نمایند که به میزان تخلیه و میزان یخ باقی‌مانده نیز بستگی دارد [۱۳۱] و [۱۳۳-۱۳۴].

شکل ۸-۱، یک مخزن کامل ذخیره‌ساز ذوب از داخل روی کویل را نشان می‌دهد و شکل ۸-۲، روند شارژ و تخلیه سیستم ذوب از داخل که در شکل ۸-۳ آورده شده است را نشان می‌دهد. سیستم‌های ذوب از داخل یخ به طور معمول با مخازن ذخیره‌سازی سری شده با چیلر پیکربندی می‌شوند. چیلرهایی که در هر دو حالت پایین‌دست و بالادست می‌توانند طراحی شوند. در مقابل، سیستم‌های ذخیره‌سازی که با چیلرها به طور موازی پیکربندی می‌شوند، در شرایط تخلیه کاربرد دارند.

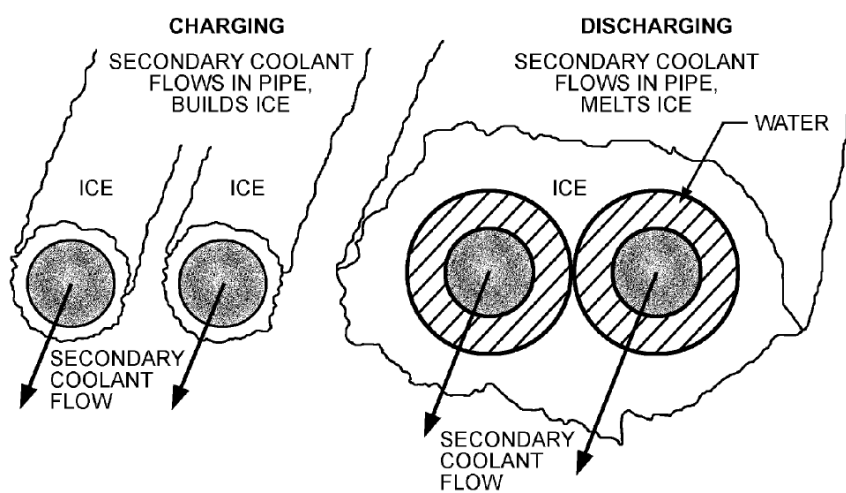
در پیکربندی بالادست چیلر، با استفاده از یک استراتژی عملیاتی ذخیره‌سازی، مایع گرم برگشتی ناشی از بار ساختمان^۱ قبل از ورود به مخزن ذخیره‌سازی توسط چیلر سرد می‌شود. این چیدمان به دلیل بالاتر بودن دمای عملکردی موجب افزایش کارایی چیلر می‌شود. با این حال، بخشی از کل ظرفیت اسمی ذخیره به دلیل پایین بودن دمای تخلیه ذخیره‌سازی کاهش می‌یابد. در پیکربندی پایین‌دستی چیلر، مایع گرم برگشتی قبل از ورود به چیلر در مخزن ذخیره‌سازی سرد می‌شود. این پیکربندی موجب می‌شود ظرفیت ذخیره بیشتری در دسترس باشد و همچنین دمای تخلیه ثابت بماند. با این حال چیلرها در دمای تخلیه پایین‌تر و با کارایی کمتری نسبت به چیلرها در بالادست کار می‌کنند که این امر موجب کاهش خروجی یک چیلر معین می‌شود. برای غلبه بر این مشکل باید ظرفیت برای همان خروجی افزایش یابد [۱۳۴-۱۳۵]. شکل ۸-۴، شماتیکی از ساختارهای چیلر در بالادست و پایین‌دست را نشان می‌دهد.



^۱ Building Load

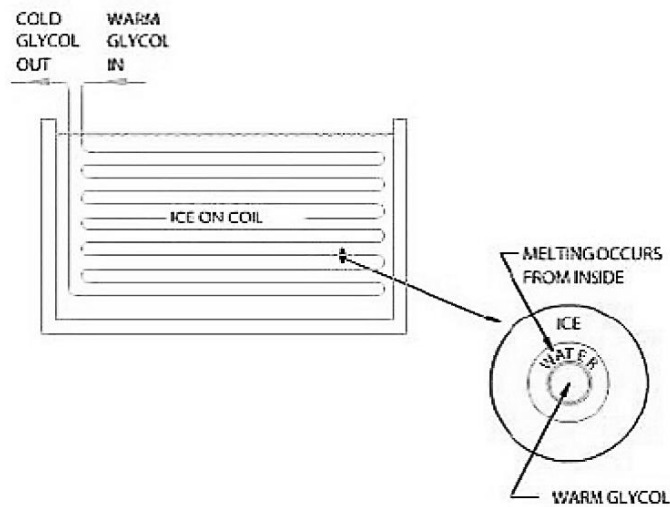


شکل ۸-۱: برشی از یک مخزن ذخیره‌سازی یخ ذوب از داخل روی کویل

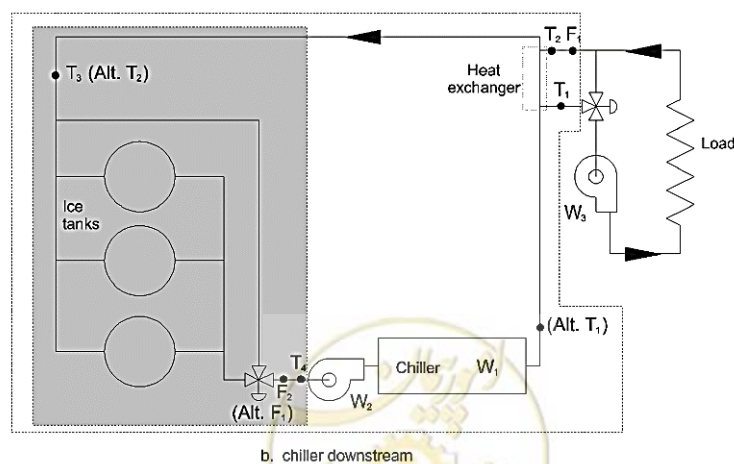
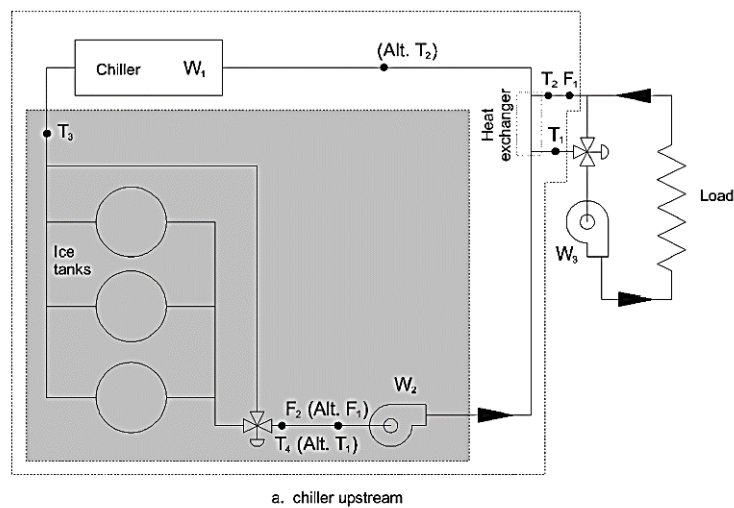


شکل ۸-۲: نحوه شارژ و تخلیه در ذخیره‌ساز یخ ذوب از داخل روی کویل





شکل ۸-۳: شماتیک مخزن ذخیره‌ساز یخ ذوب از داخل روی کویل



Note: F_1 may be located upstream of T_1
If the heat exchanger is not used, omit F_1 , T_1 and T_2 and use Alt. T_1 , T_3 and F_1

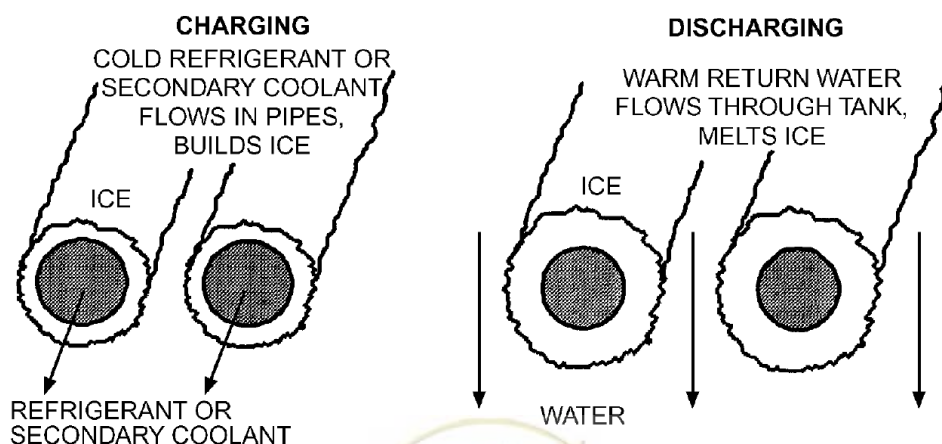
شکل ۸-۴: پیکربندی ذخیره‌سازی ذوب از داخل روی کویل، (a) چیلر در بالادست و (b) چیلر در پایین‌دست

۸-۲-۲- مشخصات کلی سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

سیستم ذخیره‌سازی ذوب از خارج یخ روی کویل که گاهی به آن یخ‌ساز نیز گفته می‌شود، یخ را بر روی سطوح بیرونی کویل که در یک مخزن آب بدون فشار غوطه‌ور است، ایجاد و ذخیره می‌نماید. این کویل غالباً از لوله‌های فولادی ساخته شده است.

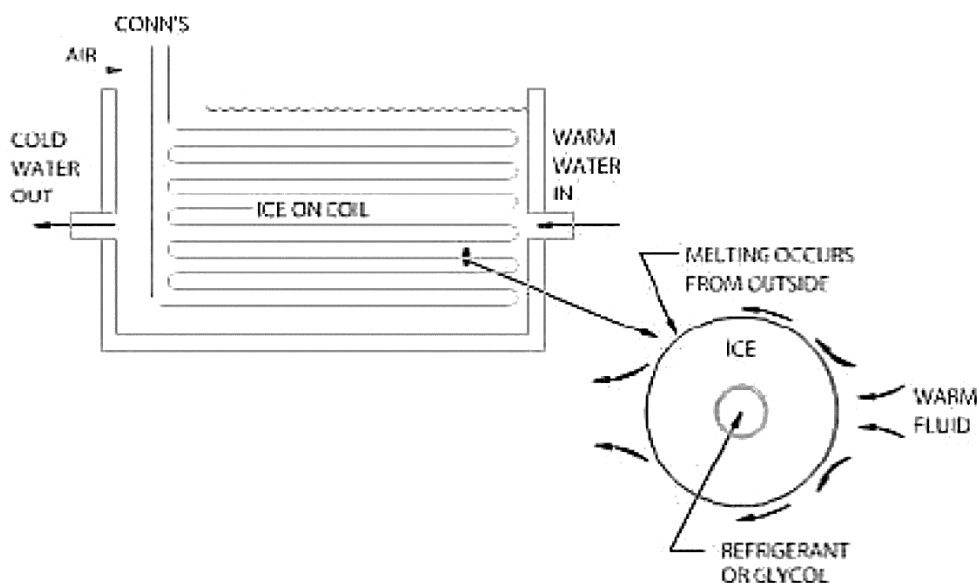
برای شارژ سیستم ذخیره‌ساز، مبرد^۱ مایع یا یک مایع خنک‌کننده ثانویه، مانند محلول گلیکول، درون لوله‌های مبدل حرارت به گردش در می‌آید و این امر موجب می‌شود یخ در قسمت بیرونی لوله‌ها شکل بگیرد [۱۳۶-۱۳۵]. برای تخلیه سرمایش ذخیره‌ساز، یخ روی لوله‌ها با آب برگشتی گرمی که در داخل مخزن به گردش در آمده است، ذوب می‌شود. تامین آب سرد شده از طریق مخزن یخ‌ساز صورت می‌گیرد تا نیاز سرمایشی ناشی از بار ساختمان پوشش داده شود. در اکثر موارد دمای تخلیه بین $1/1^{\circ}\text{C}$ تا $2/2^{\circ}\text{C}$ تامین می‌شود. هوا در ابتدای چرخه شارژ و هنگام تخلیه (دشارژ) از طریق آب حباب می‌شود تا دمای آب را یکسان کند و موجب تشدید ایجاد و ذوب یخ شود. شکل ۵-۸ روند شارژ و تخلیه ذوب از داخل که در شکل ۶-۸ به تصویر درآمده است را نشان می‌دهد.

با توجه به نوع کاربردها، یخ معمولاً در ضخامت $1/5$ تا $2/5$ اینچ روی لوله‌ها ساخته می‌شود. ضخامت بیشتر به دمای شارژ کمتری نیاز دارد. یخ‌های رقیق‌تر در مواردی ساخته می‌شوند که دمای شارژ بالاتر و راندمان بیشتر مورد نظر است. اگر یک مخزن یخ ذوب از خارج بیش از حد شارژ شود، ممکن است یخ میان لوله‌های مجاور جامد شود. در حالی که برخی از اتصالات ممکن است عواقب جدی نداشته باشند، گاهی ایجاد اتصالات گسترده می‌تواند جریان آب و ذوب یخ را مختل ساخته و در نتیجه باعث افزایش دمای تخلیه و انسداد جریان در آن هنگام شود. اگر یخ‌ها در طی هر چرخه تخلیه ذوب نشوند، سیستم‌های یخ ذوب از خارج روی کویل کارایی لازم را نخواهند داشت [۱۳۶-۱۳۵].



شکل ۵-۸: شارژ و تخلیه ذخیره‌ساز یخ ذوب از خارج روی کویل

^۱ Refrigerant



شکل ۸-۶: شماتیک مخزن ذخیره‌ساز یخ ذوب از خارج روی کویل

۸-۲-۳- مشخصات کلی سیستم کپسوله‌سازی یخ

همان طور که در شکل ۸-۷ نشان داده شده است، سیستم ذخیره انرژی گرمایی یخ کپسول شده از محفظه^۱ پلاستیکی آب غوطه‌ور در یک مایع خنک‌کننده ثانویه نظیر اتیلن گلیکول تشکیل می‌شود. محفظه پلاستیکی معمولاً به صورت کره هموار یا گود می‌باشد. انجماد و ذوب در آبی که درون محفظه نگهداری می‌شود، صورت می‌گیرد. این روش به یخ محفظه‌ای نیز معروف است. برای شارژ ذخیره‌ساز، مایع یا گاز خنک‌کننده در دمای 22°C تا 26°C از طریق مخزن پخش و یا گاهی اسپری می‌شود. آب درون محفظه گرمای نهان خود را از دست می‌دهد و یخ می‌زند. به منظور تخلیه ذخیره‌ساز، خنک‌کننده منتقل شده از بار از طریق مخزن گردش می‌یابد، یخ محصورشده را ذوب می‌کند و دمای خنک‌کننده را پایین می‌آورد. سپس مایع خنک‌کننده برای تامین بار به طور مستقیم یا از طریق مبدل حرارتی استفاده می‌شود [۱۳۵-۱۳۶]. شکل ۸-۸، شکل‌گیری یخ در محفظه کروی را هنگام شارژ و تخلیه نشان می‌دهد. محفظه یخی کپسول شده در حال حاضر در چندین طرح موجود است و به طور معمول کروی با سطوح هموار، گود و یا بافت‌دار می‌باشد. اندازه کره‌ها می‌تواند با قطر ۳، ۳/۷۵، ۴ و ۵/۴ اینچ باشد. محفظه کروی توسط کارخانه با آب دیونیزه شده^۲ و ماده هسته‌زا شکل تولید می‌شود. محفظه اغلب از پلی‌اتیلن با چگالی بالا ساخته می‌شوند و از طرح‌های زیر برای انبساط و فشار حاصل از یخ منجمد شده استفاده می‌شود:



^۱ Container

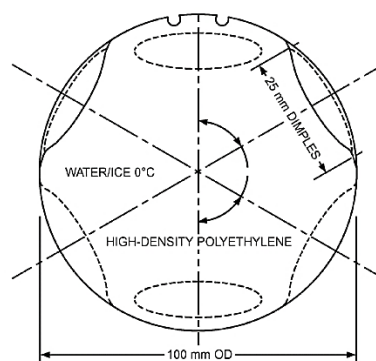
^۲ Deionized

- سطح انعطاف‌پذیر پانلهایی که بین شکل‌های محدب و مقعر در چرخه هستند و حجم داخلی ظرف را تغییر می‌دهند؛

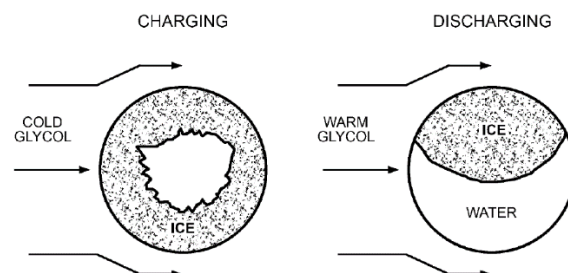
- فضای خالی بین کره‌های سخت؛

- محفظه‌های داخلی قابل جمع شدن.

یخ‌های کپسول شده یا قالب شده می‌توانند از مخازن باز و بدون فشار و یا مخازن تحت فشار استفاده کنند. سیستم‌های مخزن باز به طور کلی به منظور جلوگیری از غرق شدن محفظه‌های یخ‌زده به یک شبکه آهنی یا مانع محکم نیاز دارند. ذخیره‌ساز یخ کپسول شده می‌تواند برای بارهای بزرگ و کوچک در نظر گرفته شود.



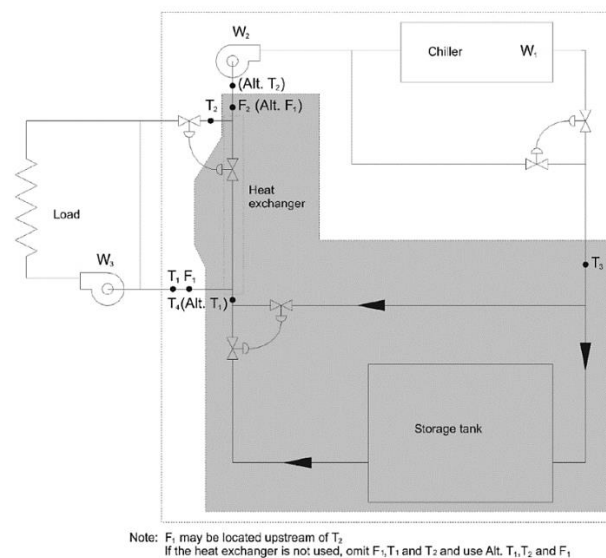
شکل ۸-۷: شماتیک محفظه یخی کپسول شده



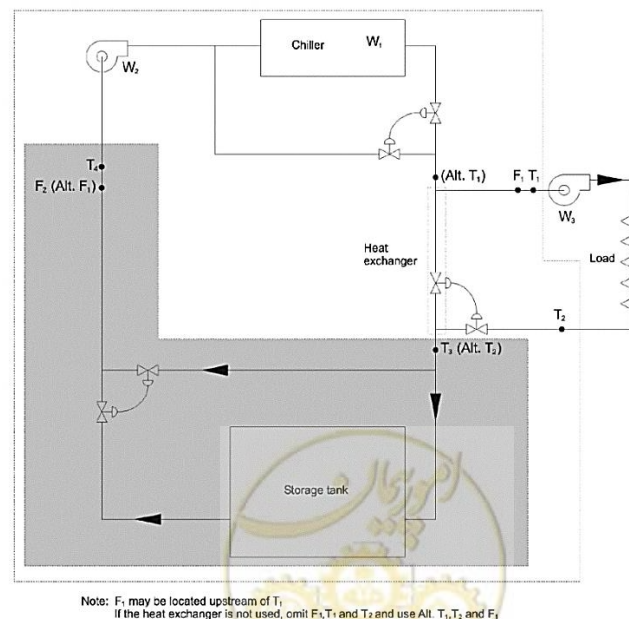
شکل ۸-۸: شارژ و تخلیه ذخیره‌ساز یخ کپسول شده

محفظه‌های کروی به سادگی در حین نصب درون مخزن ذخیره‌سازی باریک می‌شوند. به دلیل شکل متقارن، آنها در یک بسته‌بندی قرار گرفته می‌شوند تا امکان گردش آزاد سیال انتقال حرارت در اطراف محفظه انجام شود. سیستم‌های یخی کپسول شده معمولاً با مخازن ذخیره‌سازی به صورت سری با چیلر یا چیلرها و در هر دو حالت بالادست و پایین‌دست، پیکربندی می‌شوند. همچنین باید اشاره نمود امکان تنظیم یا آرایش مخازن با چیلرها به صورت موازی هنگام تخلیه (دشارژ) مهیا می‌باشد. در پیکربندی بالادست چیلر با استفاده از استراتژی عملیاتی ذخیره‌سازی جزئی، مایع برگشتی گرم شده توسط بار ساختمان قبل از ورود به مخزن ذخیره‌سازی توسط چیلر خنک می‌شود. این آرایش به دلیل

بالا بودن دمای کار موجب عملکرد و کارایی بهتر چیلر می‌شود. با این حال، بخش قابل استفاده‌ای از کل ظرفیت اسمی ذخیره‌سازی به دلیل پایین آمدن دمای تخلیه ذخیره‌سازی کاهش می‌یابد. در پیکربندی چیلر پایین‌دست، مایع برگشتی گرم ابتدا از طریق مخازن ذخیره‌سازی و قبل از ورود به چیلرها خنک می‌شود [۱۳۴-۱۳۶]. این آرایش موجب افزایش ظرفیت ذخیره‌سازی و ثابت شدن دمای تخلیه می‌شود. با این حال، چیلرهای پایین‌دست دماهای تخلیه و کارایی کمتری نسبت به چیلرهای بالادست دارند. شکل ۸-۹ و شکل ۸-۱۰ شماتیکی از پیکربندی چیلرها در پایین‌دست و بالادست را نشان می‌دهند.



شکل ۸-۹: پیکربندی رایج یخ کپسول شده (چیلر در بالادست)



شکل ۸-۱۰: پیکربندی رایج یخ کپسول شده (چیلر در پایین‌دست)

۸-۲-۴- مشخصات کلی سیستم واحد ذخیره‌سازی حرارتی^۱

سیستم‌های واحد ذخیره‌سازی حرارتی به منظور شارژ و دشارژ از مبرد استفاده می‌کنند. دو بخش اصلی این سیستم‌ها، بخش ذخیره‌ساز و ماژول شارژ آن هستند. اکثر تجهیزات تبرید جهت یخ‌سازی در ماژول شارژ قرار دارند. این اجزا به یک سیستم مدیریت مبرد متصل می‌شوند که جریان تبرید را مطابق با حالات عملیاتی هدایت می‌کند. در حین شارژ، کمپرسور، منبسط‌کننده و فن‌های کندانسور اجزای فعال می‌باشند. معمولاً یک سیستم تهویه مطبوع مجزا به منظور تامین سرمایش و خنک نمودن تجهیزات UTSS در چرخه شارژ مورد استفاده قرار می‌گیرد. در هنگام دشارژ، زمانی که UTSS سرمایش را مهیا می‌نماید، این اجزاء غیرفعال می‌باشند و مبرد از طریق یک پمپ کوچک، به منظور تغذیه یک تبخیرکننده^۲ مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۳۴-۱۳۶].

در حین شارژ، UTSS مبرد را از طریق مبدل حرارتی غوطه‌ور در مخزن آب به چرخش در می‌آورد. آب در مخزن باقی می‌ماند و شارژ (یخ‌سازی) و تخلیه (ذوب یخ) از طریق چرخش مبرد انجام می‌شود. یخ هنگام شارژ روی مبدل حرارتی در مخزن شکل می‌گیرد و در حالت خنک‌سازی ذوب می‌شود (شکل ۸-۱۱). یخ در حالت خنک‌کننده، مبرد گردش یافته توسط پمپ را متراکم می‌کند. مبدل حرارتی معمولاً از مس ساخته می‌شود و موجب می‌شود کل حجم آب بین لوله‌های مبدل حرارتی منجمد شود. مخزن ذخیره‌سازی هیچ‌گاه به طور کامل یخ نمی‌زند و همیشه مقداری آب، یخ را احاطه می‌کند.



شکل ۸-۱۱: یخ موجود بر روی کوئل در یک سیستم ذخیره‌ساز واحد

در حالت شارژ، یخ به صورت مستقیم روی سطح مبدل حرارتی شکل می‌گیرد و به تدریج به سمت بیرون گسترش می‌یابد تا اینکه شارژ کامل شود. میانگین دمای مبرد در طی دوره شارژ تقریباً 27°C (۳۰- $^{\circ}\text{C}$) می‌باشد. کمپرسور مربوطه

^۱ Unitary Thermal Storage Systems (UTSSs)

^۲ Evaporator

نیز در طول دوره یخ‌سازی تحت بار کامل قرار می‌گیرد و پس از بازیابی کامل موجودی یخ، تا چرخه شارژ موردنیاز بعدی غیرفعال می‌شود.

ممکن است UTSS در هنگام تخلیه (دشارژ) از ذوب داخلی و خارجی استفاده کند. این فرآیندها به صورت موازی به عنوان یک سیستم خود متعادل شونده، عمل نموده که منجر به تغییر حداقلی در دمای مبرد تحویل داده شده در طول فرآیند تخلیه می‌شود. این سیستم‌ها همچنین از کویل‌های تبخیرکننده مازاد با تغذیه مایع به منظور تامین خنک‌سازی تجهیزات استفاده می‌کنند.

داده‌های عملکردی UTSS معمولاً توسط سازنده ارائه می‌شود. داده‌های منتشرشده باید شامل نرخ شارژ برای طیف وسیعی از شرایط محیطی، توان لازم برای حالات شارژ و دشارژ، ظرفیت خالص ذخیره‌سازی و دمای مبرد جهت ذخیره‌سازی باشد.

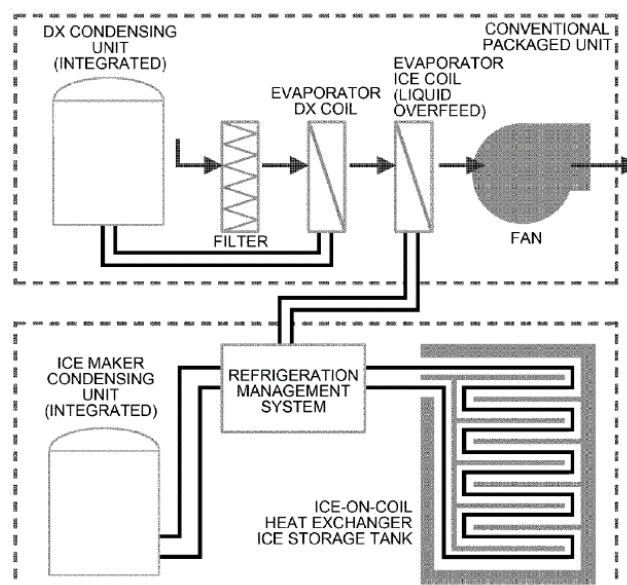
استفاده از سیستم ذخیره انرژی حرارتی در تجهیزات انبساط-مستقیم (DX)^۱ نسبتاً جدید است. نصب UTSSها می‌توانند در طول ساخت سیستم‌های جدید یا بازآرایی سیستم‌های موجود، با تجهیزات DX یکپارچه شوند تا منبع انرژی توزیع‌شده‌ای را برای شرکت‌های برق فراهم کنند.

تجهیزات DX و ساختمان مورد استفاده نیز می‌توانند از ذخیره انرژی حرارتی بهره‌مند شوند. افزودن ذخیره‌سازی به تجهیزات DX می‌تواند ضمن کاهش تقاضای پیک و جابجایی (Shift) مصرف انرژی به دوره‌های کم باری (Off-peak)، کارایی سیستم را بهبود بخشد. از مزایای بهره‌وری و کارایی بیشتر می‌توان به کاهش چرخه کمپرسور DX، بهبود رطوبت‌زدایی و احتمال کاهش دمای پیک در بخش سطوح بیرونی که موجب عملکرد بهتر تجهیزات DX می‌شود را ذکر نمود.

همان‌طور که در شکل ۸-۱۲ نشان داده شده است، UTSS معمولاً به صورت مزدوج با سیستم DX معمولی به منظور ایجاد یک راهکار سرمایه‌گذاری ترکیبی استفاده می‌شود. سیستم DX جریان هوا برای خنک‌سازی را از هر دو سیستم فراهم می‌کند. UTSS مستقل دارای دو حالت اصلی عملکرد شارژ و سرمایش است [۱۳۷-۱۳۵]. در طی یک دوره زمانی برنامه‌ریزی‌شده در زمان پیک، تمام یا بخشی از بار ساختمان توسط UTSS با استفاده از یک کویل تبخیرکننده وارد شده در جریان هوای سیستم معمولی DX تامین می‌شود. سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی حرارتی واحد به‌گونه‌ای طراحی می‌شوند که به صورت روزانه قادر به دشارژ در هر درجه‌ای بوده و از ذخیره‌سازی کامل، متعادل‌سازی بار، محدود کردن تقاضا و سایر برنامه‌ها نیز پشتیبانی نمایند.



^۱ Directexpansion (DX)



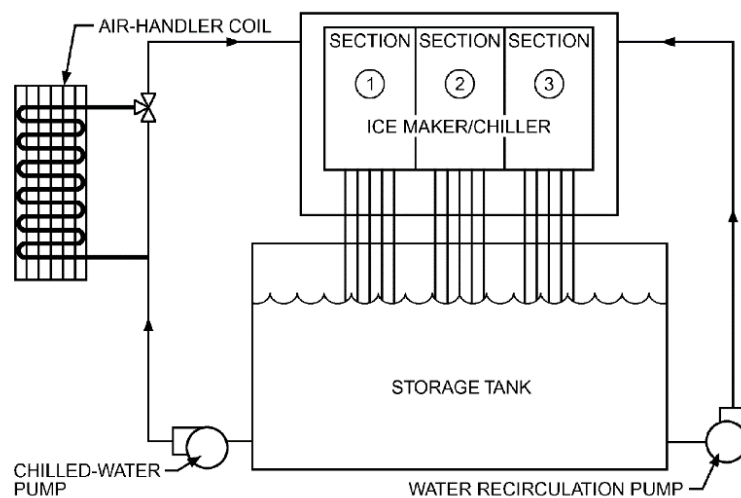
شکل ۸-۱۲: UTSS رایج به همراه تجهیزات DX

۸-۲-۵- مشخصات کلی سیستم مزرعه یخ

در سیستم مزرعه یخ با استفاده از تبخیرکننده ویژه، ورقه‌ها یا لوله‌های یخی تولید و آزاد می‌شود. این سیستم غالباً شامل یک تجهیز یخ‌ساز مونتاژ شده در بالای مخزن ذخیره‌ساز که حاوی مخلوطی از یخ و آب سرد است می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۸-۱۳ مشاهده می‌شود، آب با فشار کم از مخزن ذخیره خارج می‌شود و بر روی سطح تبخیرکننده (جایی که سرد یا یخ‌زده می‌شود) توزیع می‌شود. سیستم مزرعه یخ به لحاظ فنی به عنوان چیلر جمع‌کننده یخ یا یخچال یخ شناخته می‌شود زیرا هم به عنوان یخ‌ساز و هم به عنوان چیلر آب فعالیت می‌کند. این سیستم به طور کلی در صنعت کاربرد فراوانی دارد.

در حالت یخ‌سازی، قسمتی از آب که روی صفحات یا لوله‌های تبخیرکننده جریان یافته، جامد می‌شود و موجب تشکیل لایه‌ای از یخ می‌شود که به صورت دوره‌ای برداشت می‌شود یا در مخزن ذخیره‌سازی قرار می‌گیرد. در حالت خنک‌کننده، آب برگشتی گرم از روی همان سطوح تبخیرکننده جریان می‌یابد، خنک می‌شود و مانند آب سرد در مخزن قرار می‌گیرد.





شکل ۸-۱۳: سیستم مزرعه یخ

انتخاب حالت یخ‌ساز یا چیلر بسته به دمای آب هنگام ورود به تبخیرکننده به صورت خودکار انجام می‌شود. اگر آب در نقطه انجماد یا نزدیک آن باشد، حالت یخ‌ساز انتخاب می‌شود و در فواصل زمانی مختلف یک چرخه ایجادکننده یخ فعال می‌شود تا یخ از تبخیرکننده آزاد شود.

در حالت چیلر، چرخه ایجادکننده یخ غیرفعال می‌شود. ظرفیت و کارایی سیستم سرمایش از طریق دمای آب ورودی به تبخیرکننده می‌تواند افزایش یابد.

در طی چرخه تخلیه یا دشارژ، آب یخ از زیر مخزن گرفته می‌شود و به سمت بار ساختمان گردش می‌یابد. دمای تخلیه در طول چرخه نسبتاً ثابت باقی می‌ماند و تنها با ذوب شدن یخ، افزایش می‌یابد. سیستم‌های مزرعه یخ مطابق با شرایط بار می‌توانند به طور خودکار حالت خود را از حالت تولید یخ به تولید آب سرد تبدیل کنند [۱۳۷-۱۳۸].

۸-۳- نکات فنی مرتبط با سیستم‌های خنک‌سازی (تبرید)

۸-۳-۱- یخ کپسوله شده و ذوب از داخل یخ روی کویل

هر دو سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل و یخ کپسول شده در سیستم ذخیره انرژی حرارتی از چیلرهای استاندارد به منظور تامین دمای خنک‌کننده $5/5^{\circ}\text{C}$ تا $3/3^{\circ}\text{C}$ (۲۶-۲۲) استفاده می‌کنند. چیلرهایی که باید خنک‌کننده مستقیم داشته باشند، بسته به نوع کاربرد خاصی که دارند معمولاً در دمای $2/2^{\circ}\text{C}$ تا $5/5^{\circ}\text{C}$ (۴۲-۳۶) کار می‌کنند.



۸-۳-۲- ذوب از خارج یخ روی کویل

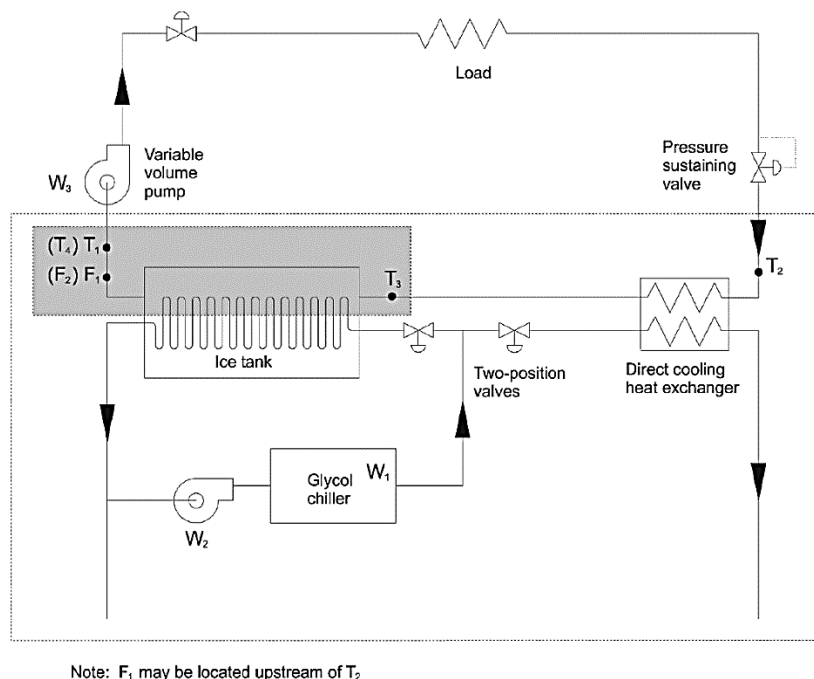
سیستم ذخیره‌سازی ذوب از خارج یخ در هنگام ایجاد یخ به ضخامت $3/81$ سانتیمتر، نیاز به یک چیلر دارد که قادر به تولید دمای شارژ $6/6 -$ تا $3/3 -$ ($26-20$) باشد. برای سیستم‌های ساخت یخ به ضخامت $6/35$ سانتیمتر، دمای شارژ $12/2 -$ تا $9/4 -$ ($15-10$) نیاز است [۱۳۷-۱۳۸].

سیستم‌های ذوب از خارج را می‌توان به سیستم‌هایی که مستقیماً برای ایجاد یخ از مبرد استفاده می‌کنند (به این شکل که لوله‌های یخ‌ساز به عنوان تبخیرکننده عمل می‌کنند) و سیستم‌هایی که یخ را به طور غیرمستقیم با استفاده از یک مایع خنک‌کننده ثانویه خنک می‌کنند، تقسیم نمود. پیش از این، سیستم‌های مبرد مستقیم در سیستم‌های ذوب از خارج مورد استفاده قرار می‌گرفتند و هنوز هم ممکن است در کاربردهای صنعتی مانند کارخانه‌های لبنیات و کارخانه‌های فرآوری مواد غذایی کاربرد داشته باشند. سیستم‌های خنک‌کننده ثانویه عمدتاً برای کاربردهای تهویه مطبوع استفاده می‌شوند، زیرا طراحی، نصب و تعمیر و نگهداری تجهیز خنک‌کننده ساده‌تر است و حجم مبرد مورد استفاده نیز بسیار کمتر می‌باشد.

یک سیستم مبرد مستقیم نسبت به سیستم خنک‌کننده ثانویه کارآمدتر است زیرا یک مرحله از انتقال حرارت میان مبرد تبخیرکننده و سطح ساختمان یخ کمتر است. با این حال، طراحی، نصب و تعمیر و نگهداری چنین سیستمی نیاز به تخصص کافی در حوزه تبرید دارد که معمولاً در فضای تجاری تهویه مطبوع در دسترس نیست. این روش برای کاربردهایی که تخصص لازم در آنها وجود دارد، مناسب است.

سیستم خنک‌کننده مستقیم از سرمایش زیادی استفاده می‌کند که باعث افزایش هزینه و افزایش نگرانی‌های زیست محیطی می‌شود. استفاده از مبرد آمونیاک برای سیستم‌های ذوب از خارج مستقیم مناسب است. همچنین آمونیاک نیاز به ایمنی بیشتری (تشخیص نشتی و کاهش خطر) نسبت به مبردهای معمولی دارد. جزئیات طراحی سیستم تبرید در راهنمای مکی و ریچاردز (۱۹۹۲) ذکر شده است و همچنین در آن توصیه‌هایی برای طراحی و سازندگان سیستم تبرید مستقیم ارائه شده است [۱۳۷-۱۳۸].

شکل ۸-۱۴، شماتیک یک سیستم یخ‌ساز مبتنی بر مبرد ثانویه را نشان می‌دهد. سیستم‌های مبتنی بر خنک‌کننده ثانویه از چیلرهای استاندارد آبی استفاده می‌کنند که برای دمای شارژ $7/77 -$ تا $3/33 -$ انتخاب می‌شوند. سیستم‌هایی با دمای شارژ کمتر از $7/77 -$ به طور کلی به چیلرهای خاصی نیاز دارند. چیلرهایی که باید خنک‌کننده مستقیم داشته باشند و بنا به کاربرد خاص معمولاً در دمای $2/22$ تا $5/55$ کار می‌کنند. کمپرسورها با قابلیت جابجایی مثبت، نظیر انواع کمپرسورهای پیچشی غالباً به دلیل دمای پایین شارژ و دامنه عملکرد نسبتاً گسترده نیز می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. همچنین کمپرسورهای گریز از مرکز می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند به شرط آنکه به درستی برای محدوده در نظر گرفته شده از دمای تبخیر انتخاب شوند.



شکل ۸-۱۴: پیکربندی سردکننده ثانویه ذوب از خارج یخ در کویل

در سیستم نشان داده شده در شکل ۸-۱۴، مخزن ذخیره به طور مستقیم به سیستم توزیع ساختمان متصل می‌شود و کنترل فشار توسط سوپاپ نگهدارنده صورت می‌پذیرد. مبدل حرارتی به چیلر ذخیره‌سازی اجازه می‌دهد تا بتواند سرمایه‌اش مستقیم به منظور تکمیل فرآیند ذخیره‌سازی را مهیا سازد. سرمایه‌اش اضافی می‌تواند توسط چیلر دوم در حلقه آب سرد تامین شود [۱۳۷-۱۳۸].

۸-۳-۳- مزراحه یخ

دستگاه خنک‌کننده در سیستم مزراحه یخ غالباً توسط کارخانه سازنده مونتاژ می‌شود. مجموعه کامل کمپرسور، کندانسور، تبخیرکننده و همچنین مجموعه‌های کمپرسور-تبخیرکننده با کندانسورهای خنک‌کننده آب یا ادوات اتصال به کندانسور در مکانی دورتر به طور معمول موجود و قابل تهیه هستند. سیستم‌های اسپلیت و مجموعه تبخیرکننده به تنهایی نیز قابل تهیه است. مجموعه‌های مذکور معمولاً شامل کلیه شیرهای مورد نیاز، باتری‌ها، کنترل‌های برودتی و لوله‌کشی‌های مورد نیاز نیز می‌باشند. شیرهای برقی کنترل‌کننده جریان مبرد مایع سرد و گاز مبرد گرم به طور خودکار تنظیم می‌شود. تبخیرکننده‌ها در پیکربندی‌هایی با صفحات صاف، لوله‌ای و یا در غالب لوله‌های دوجداره ارائه می‌شوند.

مزراحه یخ معمولاً در حالت یخ‌سازی و دمای $1/1^\circ\text{C}$ و بالاتر هنگام خنک‌سازی، دمای تبخیرکننده را در محدوده $9/44^\circ\text{C}$ تا $3/33^\circ\text{C}$ قرار می‌دهد که بستگی به دمای آب برگشتی دارد [۱۳۷-۱۳۸]. معمولاً در این سیستم‌ها از کمپرسورهای پیچشی به دلیل دامنه نسبتاً وسیع دمای تبخیرکننده استفاده می‌شود. استفاده از آمونیاک برای چنین کاربردهایی بسیار مناسب است.

یخ‌سازی و یخ‌زدایی توسط زمان‌سنج‌های قرار گرفته در مجموعه تجهیزات مزرعه یخ کنترل می‌شوند. دستگاه برای مدت زمان مشخصی که معمولاً در محدوده زمانی ۱۰ تا ۳۰ دقیقه می‌باشد، یخ می‌سازد. در طی چرخه یخ‌زدایی، گاز مبرد گرم به مدت ۲۰ تا ۶۰ ثانیه در تبخیرکننده قرار می‌گیرد تا یخ آزاد شود. سیستم‌های برودتی باید به گونه‌ای طراحی شوند که نوسانات فشار ناشی از تغییر چگالش در هنگام یخ‌زدایی را بتوانند تحمل کنند.

زمان چرخه یخ‌سازی و یخ‌زدایی در فرآیند عملیاتی برداشت یخ مهم است. در صورتی که چرخه ساخت یخ بیش از حد طولانی باشد می‌تواند موجب بیش از حد ضخیم شدن لایه یخ شود. از طرفی طولانی شدن فرآیند یخ‌زدایی موجب کاهش راندمان می‌شود زیرا گرمای یخ‌زدایی زیاد به نوعی تحمیل بار اضافی به تجهیزات می‌باشد.

۸-۴- نکات فنی مرتبط با مخازن ذخیره‌سازی

در این بخش نکات فنی مرتبط با طراحی مخزن ذخیره‌سازی در انواع سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ ارائه می‌شود.

۸-۴-۱- نکات فنی مرتبط با سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

مخازن ذخیره‌سازی برای سیستم‌های ذوب از داخل در پیکربندی‌های مختلفی وجود دارد. مخازن ماژولار با ظرفیت اسمی ۳۵۰ تا ۲۶۷۵ KWh در پیکربندی‌های استوانه‌ای پلاستیکی یا مستطیل شکل فولادی با لوله‌های پلاستیکی جهت تبادل حرارت ساخته می‌شوند. مخازن فولادی مستطیل شکل با کویل‌های تبادل حرارت از جنس فولاد گالوانیزه نیز وجود دارند. مبدل‌های حرارتی از لوله‌های فولادی یا پلاستیکی در مخازن از پیش ساخته شده که عموماً از نوع بتنی هستند، استفاده می‌نمایند.

مخازن می‌توانند در محیط داخل یا خارج قرار داده شوند. مخازن بتنی ممکن است دفن شوند و یا روی سطح قرار گیرند. ماژول‌های مخزن استوانه‌ای را می‌توان به صورت پشته و در قالب یک چارچوب پشتیبان قرار داد. تولیدکنندگان مخزن ماژولار معمولاً برای تسهیل در بازرسی و تعمیرات نگهداری، روزنه‌ای در بخش فوقانی سیستم ایجاد می‌نمایند.

مخازن ذوب از داخل ماژولار به گونه‌ای طراحی شده‌اند که تمام آب میان لوله‌های مبدل حرارتی را منجمد می‌کنند. اگر مخازن بیش از حد شارژ شوند بدان معنی است که آب بیش از حجم مخزن در حال ایجاد یخ، منجمد شده است. از آنجا که سطح انتقال حرارت در این ناحیه کم است یا اصلاً نیست، ذوب شدن یخی که در اینجا شکل می‌گیرد دشوار است [۱۳۸]. تشکیل درپوش یخی با کاهش حجم آب موجود برای پوشش لوله‌های مبدل حرارتی، ظرفیت ذخیره مخزن را کاهش می‌دهد.

مخازن ذوب از داخل ماژولار معمولاً به طور موازی در یک آرایش معکوس متصل می‌شوند تا از یکسان بودن جریان در تمام مخازن اطمینان حاصل شود. ارتفاع مخازن ذوب از داخل متفاوت بوده و توسط سازنده مشخص می‌گردد اما معمولاً نمی‌تواند از ۳ تا ۴ متر بلندتر باشد. در صورتی که ساختاری برای پشتیبانی از لایه‌های اضافی ساخته شده باشد،

این مخازن می‌توانند به صورت یک پشته قرار گیرند. هر تولیدکننده باید توصیه‌ای برای حداقل فاصله بین مخازن ارائه دهد.

۸-۴-۲- نکات فنی مرتبط با سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

سیستم‌های ذوب از خارج یخ روی کویل تقریباً به ۷۹/۵ لیتر (۲۱ گالن) حجم مخزن ذخیره‌سازی در هر تن-ساعت تبرید ($23L/kWh_t$) نیاز دارند که تقریباً نیمی از چگالی ذخیره یخ خالص است. مخازن سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی ذوب از خارج معمولاً از فولاد یا بتن ساخته می‌شوند. مخازن فولادی به طور معمول توسط سازنده کویل‌های مبدل حرارتی تهیه و غالباً از فولاد گالوانیزه و عایق ساخته می‌شوند. سازندگان، مخازن را به شکل مستطیل و در ابعاد مختلف با توجه به ظرفیت ذخیره‌سازی مورد نظر می‌سازند.

با توجه به اینکه آب موجود در مخازن بسیار هوادهی می‌شود، لذا می‌بایست به خوردگی مخازن فلزی توجه ویژه‌ای شود. به همین منظور از روش‌های پوشش کامل گالوانیزه و یا سایر پوشش‌هایی که به لحاظ کیفی در فرایند ساخت مورد توجه قرار می‌گیرد، استفاده می‌شود [۱۳۸-۱۳۹]. همچنین می‌توان از مخازن بتنی که در آن کویل‌های مبدل حرارتی به صورت پیش ساخته قرار گرفته شده‌اند، استفاده نمود. مخازن بتنی می‌توانند در سطح زمین قرار گیرند و یا دفن شوند. همچنین، مخازن باید دسترسی آسان داشته باشند. به منظور تامین دسترسی می‌بایست یک راه باریک با فاصله یک متر در اطراف مخزن ایجاد شود. شایان ذکر است که مخازن متعدد برای لوله‌کشی خارجی به فضای اضافی احتیاج دارند. در مخازنی که دفن می‌شوند، می‌بایست به منظور دسترسی فیزیکی و بصری از دریچه استفاده شود.

غالباً مخازن متعدد در سیستم ذوب خارجی به طور موازی به یکدیگر متصل می‌شوند. در مورد آرایش سری مخازن می‌بایست اشاره نمود، در سیستم‌هایی که میزان فشار بالایی دارند و آب مدت زمان بیشتری در مخزن نگهداری می‌شود، از این آرایش استفاده می‌شود. ذکر این نکته ضروری است که جریان بین مخازن فقط با اختلاف سطح آب هدایت می‌شود. اتصال به یک سطح مقطع عبوری بزرگ برای به حداقل رساندن افت فشار و اختلاف سطح آب بین مخازن ضروری است. اتصال سری بیش از دو مخزن معمولاً توصیه نمی‌شود. شکل ۸-۱۵، نصب یک نمونه سیستم ذوب از خارج را نشان می‌دهد.

در مخازن بزرگ با چند ماژول کویل یخ‌ساز، می‌توان از چندین سپرک^۱ به منظور ایجاد جریان‌های مارپیچی از آب خنک‌شده روی کویل‌ها استفاده کرد [۱۳۸-۱۳۹]. این آرایش مشخصه تخلیه‌ای مشابه با اتصال سری چند مخزن کوچکتر را ایجاد می‌کند.



^۱ Baffles



شکل ۸-۱۵: نصب مخزن برای یک سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

۸-۴-۳- نکات فنی مرتبط با سیستم یخ کپسوله شده

سیستم‌های یخی کپسول شده تقریباً به حجم مخزن خنک‌کننده‌ای برابر با ۱۶ تا $21 \text{ gal/ton} - h$ (۰/۱۷) تا $0.23 \text{ m}^3/kWh_t$ نیاز دارند که این مقدار تقریباً نیمی از چگالی ذخیره یخ خالص است. مخازن معمولاً از فولاد یا بتن ساخته می‌شوند و ممکن است در محیط داخل یا خارج باشند. مخازن فولادی می‌توانند در فضای باز باشند و یا در فضای بسته و تحت فشار باشند. در حالی که مخازن بتنی می‌توانند در زیرزمین قرار گیرند. سطح داخلی مخزن باید صاف باشد تا در طی چرخه شارژ و تخلیه از ساینده‌ها محافظه‌ها جلوگیری شود. عایق مخزن فقط باید در قسمت بیرونی مخزن نصب شود. عایق داخلی مستعد آسیب ناشی از حرکات محافظه‌ها و در نتیجه قرار گرفتن در معرض مایع مخزن است. لذا به منظور جلوگیری از خوردگی مخازن فولادی می‌بایست از پوشش‌های اورتان^۱ استفاده شود. همچنین باید اشاره نمود دسترسی به داخل مخزن جهت بارگیری و تعمیرات و نگهداری ضروری است [۱۴۰-۱۳۸].



^۱ Urethane Coatings

سیستم‌هایی که دارای محفظه‌های کروی هستند از چندراهه‌های^۱ ورودی و خروجی استفاده می‌کنند تا جریان سیال را به طور مساوی در تمام مخزن توزیع کنند. طراحی این چندراهه‌ها با توجه به سبک کانتینر منتخب و شکل و اندازه مخزن، متفاوت است. تولیدکنندگان محفظه‌ها غالباً در طراحی چندراهه و مخزن کمک می‌کنند تا هماهنگی‌های لازم ایجاد شود. محفظه‌های کروی می‌توانند در مخازن مختلف به صورت باز و تحت فشار (بسته) مورد استفاده قرار گیرند. همچنین باید توجه داشت در برخی مخازن بلند، هنگام قرار دادن محفظه‌ها روی هم می‌بایست از آسیب دیدن و خرد شدن آنها جلوگیری کرد و روند پر شدن به صورت تدریجی و با احتیاط صورت پذیرد.

۸-۴-۴- نکات فنی مرتبط با سیستم مزرعه یخ

مخازن سیستم مزرعه یخ می‌توانند در داخل یا بیرون، بالاتر یا پایین‌تر از سطح قرار گیرند. همچنین با توجه به اینکه مجموعه تبخیرکننده و یا مجموعه کامل چیلر می‌توانند انباشت یخ را در بالای مخزن انجام دهند، لذا به فضای کافی نیاز است. یخ را می‌توان از یک سیستم مزرعه یخ گرفته و تا مخزنی دیگر به منظور ذخیره‌سازی منتقل نمود اما چنین رویکردی می‌تواند موجب تحمیل هزینه و پیچیدگی عملکرد سیستم شود و در عین حال نگرانی‌های ایمنی را دوچندان سازد. همچنین باید اشاره کرد، عایق‌بندی مخازن خارجی می‌بایست انجام شود. در مقابل از عایق داخلی نباید استفاده شود زیرا در مقابل یخ‌زدگی آسیب‌پذیر است و ممکن است آزاد شده و درون مخزن تغییر موقعیت دهد.

تولیدکنندگان سیستم مزرعه یخ در زمینه طراحی مخازن مورد نیاز می‌توانند راهنمایی‌های لازم را ارائه دهند. مخازن معمولاً از بتن و به صورت مستطیل شکل در مکان مورد نظر ساخته می‌شوند. با این حال در صورتی که از آنها به منظور پشتیبانی وزن تبخیرکننده و یا دستگاه تبرید استفاده شود، مخازن می‌توانند از نوع بتنی، فولادی و یا فایبرگلاس انتخاب شوند.

ذکر این نکته لازم است که هندسه مخزن می‌تواند ظرفیت ذخیره‌سازی سیستم‌های برداشت یخ را تحت تاثیر قرار دهد. سیستم‌های برداشت یخ و ظرفیت ذخیره‌سازی بالا با ظرفیت تولید یخ در رابطه مستقیم هستند. همچنین باید اشاره نمود، حجم مخازن می‌بایست به اندازه‌ای باشد که مقدار استفاده نشده در آن به حداقل برسد و در مقابل همیشه حجم معینی از آن به عنوان حداقل تعیین شود. تقسیم ماژول‌های تبخیرکننده بین دو یا چند دهانه یخ موجب می‌شود یخ‌ها به طور مساوی در کل مخزن توزیع شوند. همچنین باید اشاره نمود که یک دهانه یخ باید تا حد امکان در مرکز مخزن واقع شود [۱۴۰-۱۳۹].

سطح اولیه پر شدن آب در مخزن نیز بر تشکیل حجم‌های خالی تاثیر می‌گذارد. با سطح آب مناسب، وزن توده یخ روی سطح آب، یخ را به گوشه‌های پایین مخزن هدایت می‌کند. با وجود آب اضافی در مخزن، توده یخ در گوشه‌های پایین مخزن حفره ایجاد می‌کند.

^۱ Manifolds



شکل قطعات یخ، زاویه استقرار^۱ قطعات یخ را تعیین می‌کند که بر میزان حجم خالی مخزن تاثیر می‌گذارد. شکل یخ مسطح و صاف، زوایه‌های کم عمق را شکل می‌دهد و حجم کمتری از فضا خالی می‌ماند. زاویه استقرار برای سیستم‌های برداشت یخ مختلف 20° تا 40° یا بیشتر است. هنگام طراحی مخزن ذخیره باید زاویه استقرار را در نظر گرفت. شکل ۸-۱۶، عوامل مؤثر در تشکیل حجم خالی در مخازن سیستم مزرعه یخ را نشان می‌دهد.

طراحی دریچه تخلیه و دریچه ورودی بر عملکرد مخزن سیستم یخ می‌تواند اثرگذار باشد. دریچه‌هایی که به صورت صحیح طراحی می‌شوند از اتصال کوتاه آب برگشتی از طریق یخ جلوگیری می‌کنند. اتصال کوتاه مذکور می‌تواند منجر به افزایش دمای تخلیه و ظرفیت ذخیره غیرقابل استفاده شود.

دریچه تخلیه باید آب را از تمام نقاط پایین مخزن به طور یکسان تخلیه نماید. لوله‌کشی دریچه باید در قسمت پایین مخزن، در مقابل دیوار خارجی نصب شود. این مکان بیشترین محافظت را در برابر نیروهایی که با فشار یخ موجود در مخزن و با افتادن و جابجایی یخ اعمال می‌شود، ایجاد می‌کند.

در صورتی که بالابر^۲ دریچه تخلیه در داخل مخزن قرار دارد، باید از آن محافظت شود تا از یخ‌زدگی در اطراف آن جلوگیری شود. با ذوب شدن یخ در مرکز مخزن، یک توده یخ ذوب شده در اطراف بالابر می‌تواند منجر به خمش آسیب‌پذیری شود. یک بالابر واقع در گوشه مخزن را می‌توان با یک صفحه فولادی که در گوشه 45° نصب شده و به هر دو دیوار محکم شده است، محافظت نمود.

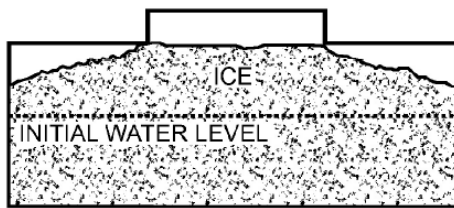
در برخی از کاربردها، به منظور جلوگیری از اتصال کوتاه، دریچه اسپری به منظور توزیع آب گرم برگشتی ورودی در بخش وسیعی از مخزن مورد استفاده قرار می‌گیرد. دریچه ورودی باید در سیستم‌هایی لحاظ شود که محفظه ورود یخ نسبت به مخزن سطح کمتری دارد، به خصوص اگر آب گرم برگشتی ساختمان به صورت مستقیم بدون پیش‌سرمایش وارد مخزن شود.

سیستم‌هایی که برای ذخیره‌سازی جزئی طراحی شده‌اند همچنین می‌توانند به جای اینکه تمام آب را روی صفحات تبخیرکننده و از طریق یک دهانه یخ کوچک جاری کنند، از یک دریچه اسپری به منظور توزیع بخشی از آب برگشتی مخزن استفاده کنند.

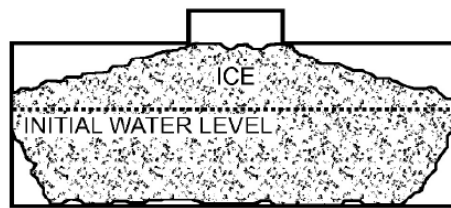


^۱ Angle of Repose

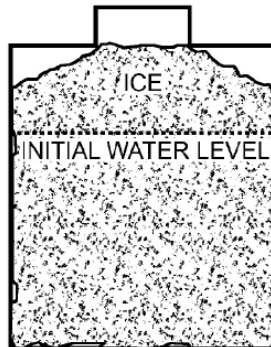
^۲ Riser



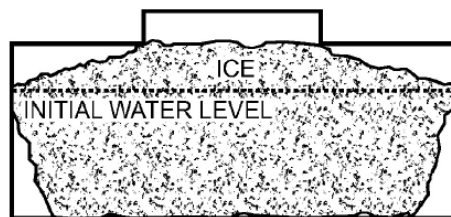
A. Correct water level, minimum void volume.



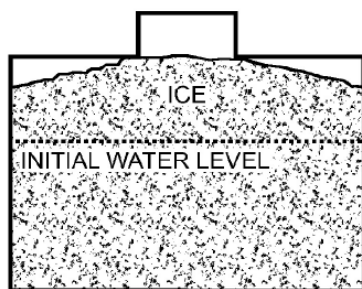
B. Small ice opening with large tank plan area increases void volume.



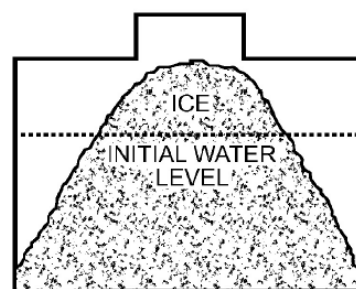
C. Increasing height reduces voids given same ice opening and volume as B.



D. Initial water level too high. Ice floats, leaving voids at bottom.



E. Shallow angle of repose reduces void volume.



F. Steep angle of repose increases void volume.

شکل ۸-۱۶: عوامل موثر بر تشکیل حجم خالی در مخازن سیستم‌های مزرعه یخ

۸-۵- کنترل و ابزار دقیق در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

۸-۵-۱- کنترل و ابزار دقیق در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

کنترل‌کننده‌های چیلر معمولاً توسط تولید کنندگان چیلر ارائه می‌شوند. مخازن ذخیره یخ ذوب از داخل معمولاً با ابزار نظارت بر موجودی عرضه می‌شوند. موجودی مخزن معمولاً بر اساس تغییر سطح آب مخازن هنگام تشکیل یخ اندازه‌گیری می‌شود. سطح آب با یک مبدل فشار استاتیک اندازه‌گیری می‌شود که ارتفاع یک ستون آب را تشخیص می‌دهد.

سیستم‌های ذوب از داخل به طور معمول از بای‌پس در اطراف مخازن ذخیره استفاده می‌کنند تا دمای آب خروجی را کنترل نمایند. یک شیر (دریچه) مخلوط سه طرفه، یا دو شیر دو طرفه متصل برای کنترل نسبت جریان مایع خنک‌شده بای‌پس ذخیره‌سازی، بر اساس دمای خروجی مطلوب تنظیم می‌شود. با افزایش دمای در دسترس ذخیره‌ساز، نسبت رو به افزایش جریان از طریق مخازن ذخیره‌سازی منحرف می‌شود و دمای خروجی مورد نظر مخلوط حفظ می‌شود. به طور کلی شارژ مخازن ذخیره ذوب از داخل هنگامی خاتمه می‌یابد که دمای خنک‌کننده ذخیره‌سازی به زیر آستانه دمایی خاص کاهش یابد که ممکن است به سرعت جریان یا سایر عوامل بستگی داشته باشد. این روش در مقایسه با حسگرهای موجود، وسیله قابل اطمینان‌تری برای تعیین شارژ کامل فراهم می‌کند. برای قفل کردن یخ‌سازی در پایان دوره شارژ برنامه‌ریزی شده، اغلب از کنترل زمان‌سنج استفاده می‌شود. با این حال، این درجه اول یک ویژگی ایمنی است. در یک سیستم با اندازه مناسب و تحت عملکرد عادی، شارژ قبل از این که توسط زمان‌سنج قطع شود، کامل می‌شود.

۸-۵-۲- کنترل و ابزار دقیق در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

سیستم‌های ذخیره‌سازی ذوب از یخ برای نظارت بر موجودی یخ و سیگنال پایان یخ‌سازی به ابزار دقیق نیاز دارند. از حسگرهای ضخامت یخ برای تعیین ساخت مقدار یخ مورد نظر استفاده می‌شود. این ابزارها به طور معمول تفاوت هدایت بین آب مایع و یخ را حس می‌کنند.

سطح آب مخزن تحت تاثیر عملکرد پمپ‌های توزیع آب سرد است. همچنین بین سطح آب ورودی و خروجی مخزن اختلاف سطح وجود دارد که به افت فشار مخزن در هنگام وجود جریان در آن مربوط است. این تغییر در سطح آب به میزان جریان و پیکربندی خاص مخزن بستگی دارد.

همچنین سطح آب مخزن تحت تاثیر پمپ‌های همزن^۱ قرار می‌گیرد. افزایش سطح آب با عملکرد پمپ‌های مذکور به طور کلی منجر به یک خطای اندازه‌گیری حدود ۲ تا ۳ درصد می‌شود. قرائت موجودی باید بر این اساس تنظیم شود تا از تخمین بیش از حد موجودی خنک‌کننده ذخیره شده جلوگیری شود.

سیستم کنترل موجودی یخ مبتنی بر ترانسفورماتور دیفرانسیلی متغیر خطی (LVDT)^۲، سیگنال خروجی DC ولتاژ پایین پیوسته متناسب با درصد یخ ذخیره شده در کویل‌های ذخیره انرژی حرارتی را فراهم می‌کند. LVDT به دلیل وجود نیروهای شناوری حاصل از تشکیل و ذوب یخ روی کویل‌ها، حرکت عمودی بسیار کوچک روی کویل‌های یخ را تشخیص می‌دهد.



^۱ Air Agitation Pumps

^۲ Linear Variable Differential Transformer

در صورت خرابی اندازه‌گیرهای موجود اولیه، باید خاموش بودن ناشی از دمای مکش کم روی کمپرسور تنظیم شود تا از ایجاد یخ تا حد پل زدن روی لوله‌ها جلوگیری نماید.

۸-۵-۳- کنترل و ابزار دقیق در سیستم یخ کپسوله شده

ابزار دقیق نظارت بر موجودی به طور معمول توسط سازندگان محفظه‌های ذخیره‌سازی یخ کپسول شده، که به ذخیره‌سازی یخ محفظه‌دار نیز معروف هستند، ارائه می‌شود. موجودی مخزن بر اساس تغییر مکان آب در مخازن هنگام شکل‌گیری یخ اندازه‌گیری می‌شود. در مخازن باز، تغییر سطح آب با یک مبدل فشار ثابت که ارتفاع آب را حس می‌کند یا با نوع دیگری از حسگر سطح، اندازه‌گیری می‌شود. در مخازن تحت فشار، انبساط محفظه انجماد، سیالات را از مخزن به یک مخزن جداگانه منتقل می‌کند که ممکن است به عنوان مخزن انبساط سیستم نیز عمل کند. یک حسگر سطح در مخزن، سیگنالی را فراهم می‌کند تا موجودی خنک‌کننده ذخیره شده را نشان داد. با تخلیه خنک‌کننده و کاهش حجم محفظه ذخیره‌سازی، پمپ در پاسخ به فشار مخزن کاهش یافته، سیالات را از مخزن جداگانه دوباره به مخزن اصلی ذخیره‌سازی پمپ می‌کند.

اندازه‌گیری موجودی با ظروف کروی سفت و سخت و بدون گودی، که با یخ کپسول شده خیلی کوچک منبسط می‌شوند، دشوارتر و دارای قابلیت اطمینان کمتری هستند. موجودی ذخیره بر اساس اندازه‌گیری جریان و دما، قابل کنترل است. سیستم‌های یخ کپسول شده معمولاً از یک بای‌پس در اطراف مخزن ذخیره‌سازی برای کنترل دمای آب خروجی استفاده می‌کنند.

از یک شیر مخلوط سه‌طرفه یا دو شیر دوطرفه متصل به هم برای کنترل نسبت جریان سیال خنک‌شده بای‌پس ذخیره شده بر اساس دمای خروجی مطلوب استفاده می‌شود. با افزایش دما، نسبت زیادی از جریان از طریق مخزن ذخیره هدایت می‌شود و دمای ترکیبی موردنظر حفظ می‌شود.

شارژ مخازن ذخیره یخ کپسول شده معمولاً هنگامی قطع می‌شود که دمای خنک‌کننده خروجی ذخیره‌ساز به حدود □ ۲) □ ۱) زیر دمای خروجی مورد نیاز در طرح کاهش یابد. این روش در مقایسه با حسگرهای موجودی، وسیله قابل اطمینان‌تری برای تعیین شارژ کامل فراهم می‌کند. برای قفل کردن یخ‌ساز در پایان دوره شارژ برنامه‌ریزی شده، اغلب از کنترل زمان‌سنجی استفاده می‌شود. زمان‌سنجی در درجه اول یک مشخصه و معیار برای ایمنی است. در یک سیستم با اندازه مناسب و تحت عملکرد عادی، شارژ قبل از این که توسط ساعت قطع شود، کامل می‌شود.

۸-۵-۴- کنترل و ابزار دقیق در سیستم مزرعه یخ

تجهیز خنک‌کننده (تبرید) یا در حالت یخ‌سازی یا در حالت خنک‌سازی کار می‌کند. توالی چرخه‌های ساخت و ذوب در حالت یخ‌سازی و خنک‌سازی مداوم آب برگشتی سیستم به طور کلی توسط کنترل‌های تهیه شده با مجموعه سیستم مزرعه یخ توسط سازنده انجام می‌شود.

زمان‌سنج‌های داخلی و شیرهای سلونوئیدی، خنک‌کننده مایع و گاز داغ را به نوبه خود به بخش‌های مناسب اواپراتور جهت ساخت و برداشت یخ هدایت می‌کنند. به طور کلی، یخ‌سازی توسط سیگنال خارجی از سیستم کنترل در پایان دوره شارژ یا هنگامی که حسگر سطح یخ نشان می‌دهد مخزن پر است، خاتمه می‌یابد. حسگرهای سطح یخ، نزدیک شدن توده یخ به قسمت پایین اواپراتور را تشخیص می‌دهند. یک نوع حسگر که در واقع یک چرخ دنده چرخشی کوچک است که وقتی سطح یخ به اندازه کافی بالا باشد تا حرکت آن را متوقف کند، سیگنال پایان یخ‌سازی را صادر می‌کند. هنگامی که دمای آب تبخیرکننده به اندازه کافی بالا باشد تجهیزات مزرعه یخ معمولاً از حالت یخ‌سازی به حالت خنک‌کننده تبدیل می‌شوند و چرخه یخ‌زدایی را قفل می‌کنند تا اطمینان حاصل شود که هیچ یخی ایجاد نمی‌شود. این دما به طراحی خاص سیستم مزرعه یخ بستگی دارد و معمولاً در حدود 36 ± 2 است.

۸-۶- استراتژی‌های بهره‌برداری و کنترل در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

طراحی ذخیره‌سازی کامل معمولاً آسان و اجرای آن نسبتاً ساده می‌باشد. هر یک از سیستم‌های مورد بحث در ادامه برای ذخیره‌سازی کامل مناسب می‌باشند. کاربردهای ذخیره‌سازی جزئی بزرگ‌ترین چالش را در تخصیص سهم نسبی چیلر و ذخیره‌سازی بار خنک‌کننده دارند. هدف معمولاً به حداقل رساندن هزینه انرژی و در عین حال جلوگیری از فرسایش زودهنگام در بخش ظرفیت ذخیره‌سازی است. دستگاه‌های ذخیره‌سازی دارای ظرفیت کلی محدود برحسب ton-h یا kWh_t و ظرفیت لحظه‌ای بر حسب tons یا kW_t هستند که ممکن است با موجودی مخزن و دمای خنک‌کننده متفاوت باشد. باید توجه داشت که ساعاتی از روز بار کمتر از بار پیک می‌باشد و در طراحی ساعات پیک بار اهمیت دارند. سیستم چیلر معمولی در ساعات پیک دشارژ می‌شود، اما اندازه مخزن جزئی ذخیره‌ساز باید به گونه‌ای باشد که چیلر بتواند به طور کامل در طول روز بارگیری یا شارژ شود. در چنین حالتی سرمایه‌گذاری در تجهیزات به حداقل می‌رسد و بهره‌وری عملکرد چیلر در بالاترین مقدار قرار می‌گیرد [۱۴۰-۱۴۱].

باید اشاره کرد حداکثر انرژی و صرفه‌جویی تقاضا با کاهش بار و افزایش ساعات کارکرد سیستم میسر می‌شود. طرح‌های کنترلی می‌توانند به اندازه دلخواه ساده یا پیچیده باشند و این مساله تا حد زیادی به نوع صنایع و واحدهای تولیدی، الگوی بار ساختمان، آموزش‌های موردنیاز، تجربه و تعهد اپراتورهای سیستم وابسته می‌باشد. یک طرح کنترلی بسیار مؤثر و آسان وجود دارد که از آن به عنوان طرح "روز-گرم/روز-معتدل/روز-خنک"^۱ نام برده می‌شود. طبق این برنامه کنترلی، چیلر در یک روز گرم به طور کامل بارگذاری می‌شود، در یک روز معتدل به صورت نیمه بارگذاری شده و در یک روز خنک یا سرد خاموش می‌ماند. در چنین شرایطی، افزایش سطح پیچیدگی می‌تواند با محدود کردن تقاضا در

^۱ Hot-Day/Mild-Day/Cool-Day



هر دوره زمانی حاصل شود. حداقل تقاضای چیلر در هر دوره زمانی می‌تواند از طریق تجزیه و تحلیل بارهای سرمایشی، از طریق تجارب و یا پیش‌بینی‌هایی که از ماه قبل انجام شده است، حاصل شود.

در صورتی که هیچ جریماه‌ای برای تقاضای زیاد یا بیش از حد در نظر گرفته نشود، بالطبع هزینه انرژی (کیلووات-ساعت) و تولید آن افزایش می‌یابد. لذا می‌بایست در شرایط پیک و غیر پیک تقاضا، نرخ‌های متفاوت و متمایزی در نظر گرفته شود تا عملکرد چیلر در شرایط پیک را توجیه‌پذیر و ضروری سازد [۱۴۰-۱۴۱]. در بیشتر موارد، طرح‌های کنترلی ساده بسیار مؤثرتر می‌باشند و باقابلیت اطمینان بالاتری توسط اپراتورها اجرا می‌شوند.

به طور معمول، دریچه تعدیل کننده سه‌طرفه (V1 در شکل ۸-۱۷ و شکل ۸-۱۸) به دو ویژگی سیستم به صورت مجزا پاسخ می‌دهد:

- (الف) تغییر در میزان سهم لازم برای ذخیره‌سازی متناسب با تغییرات بار ساختمان به صورت افزایشی و کاهشی و با در نظر گرفتن ظرفیت متفاوت چیلر
 - (ب) عملکرد متغیر سیستم ذخیره‌سازی
- دمای خنک‌کننده خروجی دستگاه ذخیره‌ساز معمولاً تابعی از جریان، دمای ورودی و موجودی یخ می‌باشد. دریچه تعدیل دما به طور خودکار این تاثیرات را جبران می‌کند. V2 در این نمودارها تنها زمانی لازم است که درجه حرارت منبع توزیع بالاتر از دمای خنک‌کننده اولیه باشد.
- بسیاری از نمودارها، هواسازها را به عنوان تجهیزات بار نشان می‌دهند در صورتی که مبدل‌های حرارتی ممکن است جایگزین شوند. مبدل‌های حرارتی گاهی اوقات حلقه ذخیره را از لوله توزیع جدا می‌کنند تا از گردش مایع خنک‌کننده ضدیخ ثانویه در سراسر شبکه توزیع جلوگیری کنند [۱۴۱-۱۳۹].

۸-۶-۱- پیکربندی سری

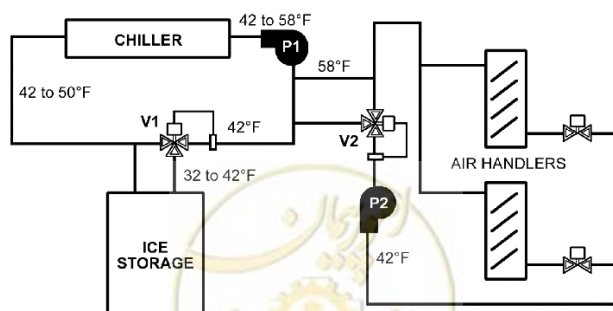
- پیکربندی سری، طرح لوله‌کشی مشترکی است که از قرار دادن چیلر یا چیلرها و ذخیره‌ساز به صورت سری تشکیل می‌شود. این آرایش دارای مزایای ذیل می‌باشد:
- در هنگام شارژ شدن در صورتی که ذخیره‌ساز و چیلر به صورت سری باشند، نیازی به تغییر مسیر جریان نیست. در آرایش موازی معمولاً تغییر مسیر جریان لازم است زیرا چرخه‌های سیستم بین شارژ و دشارژ قرار می‌گیرد.
- می‌توان از سازوکارهای کنترلی ساده برای تغییر سهم هر جزء در بار خنک‌کننده استفاده نمود. همه حالت‌های عملکردی (فقط چیلر، فقط یخ یا هر دو با نسبت‌های مختلف) به راحتی قابل اجرا می‌باشند. همچنین تولیدکننده می‌تواند توصیه کند جریان از طریق تجهیزات ذخیره‌سازی به منظور شارژ و دشارژ در یک راستا باشد. در واقع در آرایه سری این کارها به صورت خودکار انجام می‌شود.



سیستم‌های ذخیره‌سازی جزئی از ظرفیت‌های چیلر در زمان پیک استفاده می‌کنند که غالباً بین ۴۰ تا ۷۰ درصد بار پیک متغیر است [۱۳۹-۱۴۱]. از آنجا که هدایت کامل جریان سیستم از طریق چیلر کوچک‌تر و ذخیره‌سازی در محدوده دمای ۵۰ یا ۷۰ دشار می‌باشد لذا سیستم‌های سری اغلب از ΔT متفاوت به منظور گسترش دما و کارایی استفاده می‌نمایند. دامنه‌های ۸۰ تا ۹۰ بسیار عادی هستند و گاهی اوقات تا ۱۱۰ نیز استفاده می‌شود. در نتیجه دبی با سطح سازگاری تجهیزات کاهش می‌یابد و انرژی مورد نیاز جهت پمپاژ در کل سیستم کم می‌شود.

۸-۶-۲- جریان سری، چیلر بالادست (حالت دشارژ)

در موقعیت بالادست (شکل ۸-۱۷)، چیلر معمولاً در دماهای روزانه تبخیرکننده بالاتر نسبت به سیستم معمولی عمل می‌کند و در نتیجه موجب افزایش کارایی چیلر در زمان پیک می‌شود. با این حال، ظرفیت برخی از انواع ذخیره‌ساز یخ با دمای خنک‌کننده مرتبط هست و می‌توان با افزایش نسبی تجهیزات ذخیره‌سازی به ظرفیت کل مطلوب دست یابد. اگر حداکثر ظرفیت چیلر در زمان پیک نیمه از بار پیک باشد، چیلر دمای برگشتی را با نیمی از ΔT طراحی و تا ۱۰۰ در بار پیک کاهش می‌دهد. با این حال، اگر چیلر دمای آب سرد را به سادگی در ۱۰۰ تنظیم نماید، هر زمان که بار کمتر از پیک باشد، چیلر دشارژ می‌شود زیرا دمای برگشت کاهش یافته است. این می‌تواند بار خنک‌کننده را به سمت ذخیره‌سازی که باید توسط چیلر تامین می‌شد، منتقل کند و در نتیجه موجب از بین رفتن زود هنگام ظرفیت ذخیره‌سازی و عدم توانایی تامین بار خنک‌کننده در روز شود. از طرف دیگر، با تنظیم چیلر در ۵۰/۶۰، قبل از تحمیل هرگونه بار در فضای ذخیره‌سازی، چیلر تمامی بارهای خنک‌کننده را تا ظرفیت کامل خود تامین می‌کند. در برخی موارد، این امر می‌تواند مبنا و منطق کنترل دشارژ باشد. در واقع، با تنظیم ساده دمای آب چیلر یا محدودیت تقاضای آن می‌توان بار خنک‌کننده را میان چیلر و ذخیره‌ساز به هر نسبت دلخواه جابجا نمود تا هنگام پاسخ به تغییرات فصلی یا روزانه بار بهترین بهره‌برداری از برق به عنوان حامل اصلی انرژی شود. از آنجا که بار نوسان می‌کند و سهم چیلر متغیر است، لذا شیر تنظیم سه‌طرفه به طور خودکار از طریق ذخیره‌ساز هدایت می‌شود تا سرمایه‌اش ۵/۶۰ تحویل شده به بار حفظ شود [۱۴۱-۱۴۰].

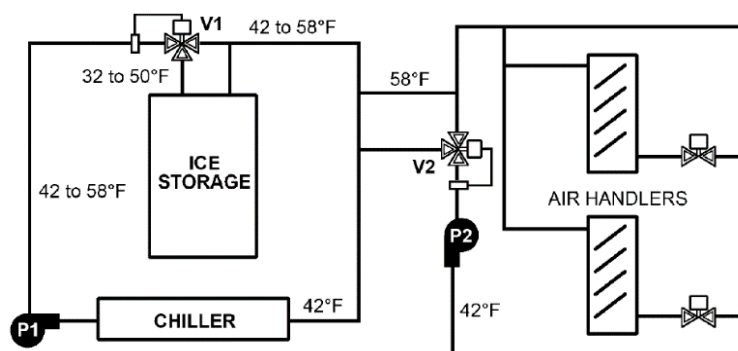


شکل ۸-۱۷: جریان سری، چیلر بالادست

چیلرهای موازی چندگانه برای قرارگیری در موقعیت بالادست نسبتاً ساده و بدون پیچیدگی می‌باشند. اگر هدف غیرفعال نمودن یک یا چند چیلر است و یا افزایش دبی متناسب با بار از رواداری چیلر را فراتر رفته است، می‌توان به سادگی جریان را منحرف (بای‌پس) نمود و یا به طور مستقیم از یک چیلر آزاد استفاده نمود. جریان از طریق چیلر یا چیلرهایی که به درستی بارگیری شده‌اند، قبل از ورود به اجزای ذخیره‌ساز، با جریان منحرف (بای‌پس) شده در دمای مناسب ترکیب می‌شوند.

۸-۶-۳- چیلر پایین‌دست (حالت دشارژ)

همان طور که در شکل ۸-۱۸ مشهود است، با معکوس نمودن تنظیمات می‌توان انعطاف‌پذیری کنترل توالی بالادست در چیلر را حفظ نمود زیرا می‌توان از شیر تنظیم‌کننده برای مدیریت سهم نسبی مخزن (جهت ذخیره) و چیلر استفاده نمود [۱۴۱-۱۴۲].



شکل ۸-۱۸: جریان سری، چیلر پایین‌دست

ظرفیت ذخیره‌سازی را می‌توان با افزایش کارایی و راندمان چیلر اضافه نمود. در پیک بار، شیر ترکیبی ذخیره‌ساز روی ۱۰٪ تنظیم می‌شود و در صورت کاهش بیشتر دما به ۵/۶٪ چیلر به طور کامل بارگیری می‌شود. تنظیم دمای ذخیره‌سازی موجب می‌شود چیلر به طور کامل در طول روز بارگیری شود و استفاده از ظرفیت ذخیره‌سازی به حداقل برسد. در روزهای سردتر، می‌توان دمای خروجی مخلوط ذخیره‌سازی را کاهش داد و بار را از چیلر منتقل نمود. از این رو، ظرفیت چیلر و تقاضای الکتریکی کاهش می‌یابد. از طرف دیگر می‌توان از محدودیت تقاضای چیلر استفاده نمود و حسگر دمای شیر ترکیبی ذخیره‌ساز را در پایین‌دست چیلر قرار داد. ذخیره‌سازی به طور خودکار می‌تواند تا حد امکان در پاسخگویی به محدودیت‌های بار چیلر و حفظ دمای تعادل آب کمک کند اما در جایی که تجهیزات ذخیره‌سازی درصد کمی از بار را تأمین می‌کنند، جریان مرتبط با بار زیاد ممکن است از میزان تحمل جریان ذخیره‌سازی فراتر رود. در چنین شرایطی جریان اضافی می‌تواند از طریق یک مسیر جایگزین از دریچه تعدیل‌کننده عبور کند [۱۴۱-۱۴۲].

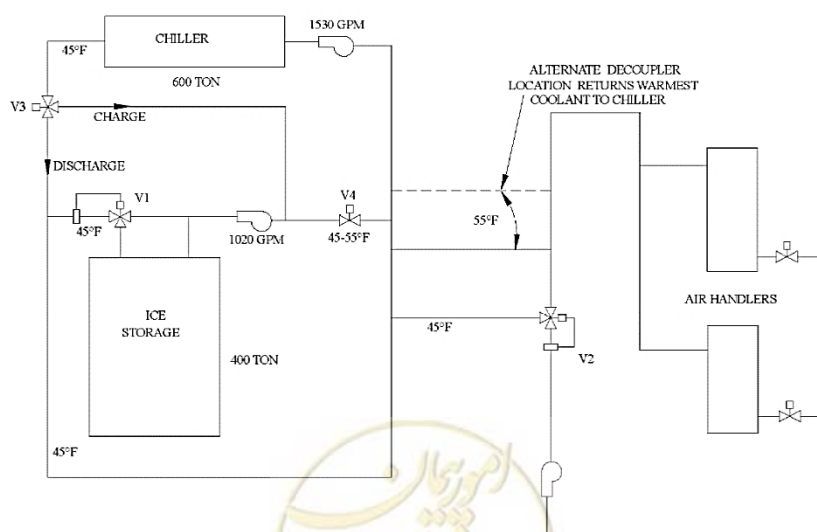
در واقع در هر دو آرایش چیلر بالادست یا پایین‌دست، از طریق کنترل ساده دما یا محدود کردن تقاضای چیلر می‌توان به راحتی بارهای خنک‌کننده تحمیل‌شده به ذخیره‌ساز یا چیلر را تغییر داد.

۸-۶-۴- جریان موازی-حالت دشارژ

با توجه به این که ΔT ثابت منجر به افزایش دبی می‌شود، جریان موازی در بعضی موارد به جریان سری ترجیح داده می‌شود. همچنین جایی که سهم ذخیره‌سازی نسبت به بار خنک‌کننده طراحی شده کوچک است، پیکربندی جریان موازی ارجحیت دارد. مدیریت چیلرها به صورت موازی، فرآیندی رایج در سیستم‌های غیرذخیره‌سازی است. در واقع در کاربردهای ذخیره‌سازی اغلب هدف ذخیره‌سازی بارهای بیشتری از ظرفیت چیلر می‌باشد. هنگام تخلیه در حالت موازی، سیال با درجه حرارت یکسان وارد چیلر و ذخیره‌ساز می‌شود. در این حالت سهم ذخیره‌ساز و سهم‌چیلر به گونه‌ای تغییر می‌کنند که نسبت آنها همیشه ثابت است چرا که دمای بازگشت متفاوت است. اگر ظرفیت کل چیلر در طی تمام ساعات معیار در نظر گرفته شود، سیستم کوچک‌تر می‌شود [۱۴۱-۱۴۲].

در حالت جریان موازی تغییرات زیادی وجود دارد. در طرح ساده شده شکل ۸-۱۹، یک شیر دو حالتی، سه‌طرفه (V3) در خروجی چیلر برای هدایت جریان به منظور حالت‌های شارژ و تخلیه تعبیه شده است. در این مثال فرض شده که چیلر ۶۰ درصد بار پیک روز را تامین می‌کند.

در پیکربندی ذخیره‌سازی موازی اولیه / ثانویه شکل ۸-۱۹، یکی از گزینه‌ها برای حفظ بارگیری کامل چیلر، استفاده از پمپ سرعت متغیر جهت ذخیره‌سازی است که به کمک آن جریان اولیه کل با جریان ثانویه برابر بوده و میرد با دمای بازگشتی به صورت پیوسته به چیلر و ذخیره‌ساز برمی‌گردد.



شکل ۸-۱۹: حالت دشارژ جریان موازی برای چیلر و ذخیره‌ساز

۸-۶-۵- تغییرات قابل اعمال در پیکربندی سیستم‌های ذخیره یخ

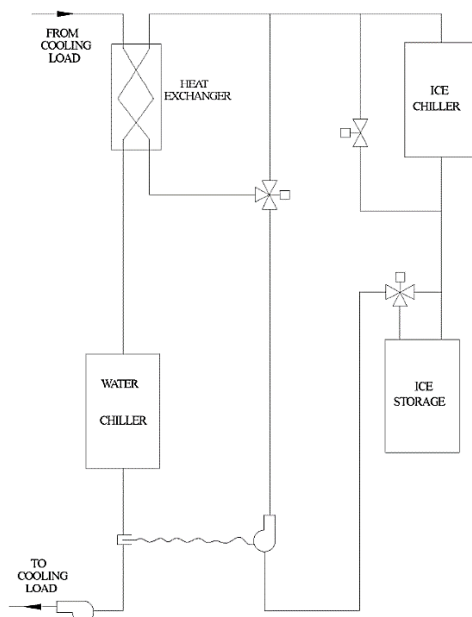
در حالی که سیستم‌های سری و موازی ساده می‌توانند اکثر نیازهای سیستم را مهیا نمایند اما ممکن است تغییرات زیادی وجود داشته باشد. به عنوان مثال، شکل ۸-۲۰، یک سیستم ذخیره‌سازی را نشان می‌دهد که در آن با کمک یک مبدل حرارتی که به صورت سری با چیلر (سمت آب) قرار گرفته، بار سرمایشی مورد نیاز تامین می‌شود. حلقه گلیکول به چیلرهای یخ و حلقه آب سرد برای تغذیه بارها اختصاص داده شده است و این دو از طریق مبدل حرارتی به یکدیگر متصل می‌شوند. برای چیلر (سمت آب) می‌توان تقاضا را محدود نمود و دبی خنک‌کننده را از طریق مبدل حرارتی کنترل کرد تا به دمای مطلوب آب در پایین‌دست برسد.

چیلر (سمت آب) می‌تواند در حالت شارژ، بار را تحمل کند و چیلر ذخیره‌سازی می‌تواند به عنوان بخشی از ظرفیت موردنیاز (در روز) و یا ظرفیت اضافی برای چیلر (سمت آب) انتخاب شود. این انتخاب با توجه به عملکرد مبدل حرارتی و از طریق آن انجام می‌شود [۱۴۲-۱۴۳].

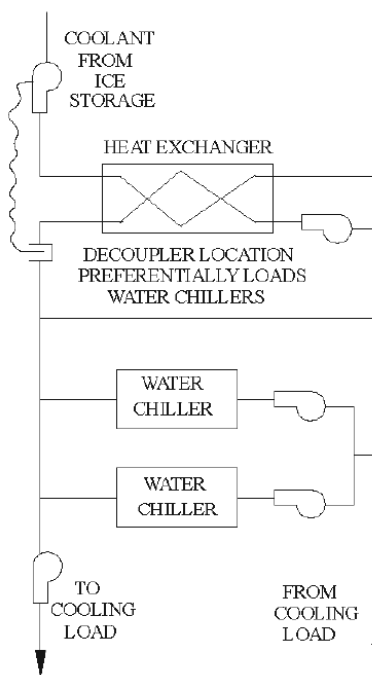
شکل ۸-۲۱ ترتیب قرارگیری سردکن‌های سمت آب در حالت موازی را از سوی مبدل حرارتی نشان می‌دهد. در حالی که ذخیره‌سازی بار متغیر است، این حالت، غالباً با مسئله نگهداری چیلرها در شرایط بار کامل همراه است. لذا می‌توان از تکنیک‌های مشابه جریان متغیر یا موقعیت‌یابی جداساز در سمت مبدل حرارتی چیلرهای سمت آب استفاده نمود. به صورت کلی برای هر نوع طرح از یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی حرارتی، باید ملاحظات ذیل به صورت جدی لحاظ شود [۱۴۱-۱۴۳]:

- تمام بارها می‌بایست در تحلیل ذخیره‌سازی لحاظ شوند، به ویژه بارهایی که ممکن است خارج از دور زمانی پیک رخ دهند.
- اساس و منطق کنترلی می‌بایست قابلیت کاربرد در بارهای جزئی و کلی را داشته باشد. این مساله باید از طریق شبیه‌سازی بررسی شود.
- در صورت استفاده از مبدل حرارتی، می‌بایست بارها در حالت شارژ و به دور از یخ‌زدگی در نظر گرفته شوند.
- در صورت استفاده از مبدل حرارتی، می‌بایست دمای مناسب تجهیزات ذخیره‌سازی در نظر گرفته شود.
- در صورت وجود و یا عدم وجود بارهای شبانه، می‌بایست عملکرد سیستم مدنظر قرار گرفته شود.





شکل ۸-۲۰: ذخیره‌سازی از طریق مبدل حرارتی، چیلر آب بالادستی



شکل ۸-۲۱: ذخیره‌سازی از طریق مبدل حرارتی موازی با چیلر آبی

۸-۶-۶- تولید یخ - حالت شارژ

هر سیستمی که در شکل ۸-۱۷، شکل ۸-۱۸ و شکل ۸-۱۹ آورده شده است شامل یک شیر مخلوط دما (V1) در اطراف مازول ذخیره‌سازی است. این شیر به سادگی قابل کنترل است تا در طی دوره تولید یخ، تمام جریان از طریق

دستگاه ذخیره‌سازی هدایت شود. اتمام فرآیند تولید یخ توسط دستگاه اندازه‌گیری موجود با توجه به دستیابی دمای ویژه خنک‌کننده که از طریق سازنده توصیه می‌شود، انجام می‌شود. چیلر یا چیلرها غالباً برای مدت زمان تولید یخ به طور کامل بارگیری می‌شوند. اگر تخلیه در طول حالت شارژ مدنظر باشد، می‌بایست با سازندگان چیلر مشورت شود. پس از پایان شارژ کامل تا دوره برنامه‌ریزی‌شده بعدی جهت ایجاد یخ از فرآیند تولید یخ اجتناب می‌شود.

به طور معمول لازم است در حالت شارژ، بار خنک‌کننده به سیستم تحمیل شود. توانایی برآورده کردن بارهای شبانه کوچک، از مزیت‌های مهم سیستم‌های ذخیره‌سازی به شمار می‌روند. درجه حرارت مایع خنک‌کننده در حلقه اصلی ذخیره یخ در جریان حالت شارژ زیر صفر درجه سانتی‌گراد است و به طور قابل توجهی کمتر از دمای خنک‌کننده که غالباً به حلقه بار ثانویه تحویل داده می‌شود، می‌باشد [۱۴۳-۱۴۴].

اگر مبدل حرارتی، سیستم ذخیره‌سازی را از حلقه توزیع جدا کند، به منظور جلوگیری از یخ‌زدگی مبدل حرارتی، می‌بایست از سازنده مبدل حرارتی در ارتباط با دبی مجاز و شرایط دما مشاوره گرفته شود. توجه به این نکته لازم است که موقعیت چیلر نسبت به ذخیره‌ساز، تاثیر بسزایی در دمای خنک‌کننده تحویل شده به مبدل حرارتی در حالت شارژ را خواهد داشت. همچنین باید اشاره کرد که این دما همیشه کمتر از صفر درجه سانتی‌گراد خواهد بود. اگر چیلر مستقیماً در بالادست مبدل حرارتی باشد، دمای خنک‌کننده می‌تواند $\square 2/8$ تا $\square 5/6$ کمتر از حالت معکوس باشد. در صورت ایجاد شرایط اضطراری غیرقابل قبول برای مبدل حرارتی یا طراح ترجیح می‌دهد از ارسال مایع خنک‌کننده با دمای پایین به هواگیرها جلوگیری کند و یا یک دریچه سه‌طرفه اضافی (V2) و مسیر انحرافی می‌تواند به جداکننده مبدل حرارتی اضافه شود (همان‌طور که در شکل ۸-۱۷، شکل ۸-۱۸ و شکل ۸-۱۹ نشان داده شده است). دریچه یا شیر، مایعات گرم برگشتی را اندازه‌گیری می‌کند تا خنک‌کننده‌ای را که از حلقه اصلی ساخت یخ به بار منتقل می‌شود، سرد نماید [۱۴۴-۱۴۳]. در زمان‌های دیگر، شیر به سادگی در موقعیتی قرار می‌گیرد تا مسیر بای‌پس بسته شود. در صورت عدم وجود بار در طول حالت شارژ، به هیچ وجه سوپاپ (شیر) و مسیر انحرافی مورد نیاز نیست.

اگر بار شبانه بعد از اتمام شارژ وجود داشته باشد، می‌توان شیر V1 را در موقعیت ذخیره‌سازی بای‌پس قرار داد، آنگاه چیلر می‌تواند در دمای استاندارد روز کار کند.

همچنین، اگر طراحی چیلر چندگانه مناسب باشد، می‌توان ظرفیت چیلر را برای تحمل بار مستقیم شبانه جدا کرد در حالی که سایر چیلرها ذخیره‌ساز را شارژ کنند. این رویکرد برای بارهای شبانه بزرگ مناسب‌تر است چراکه ضمن کارآمدی بالاتر، ظرفیت کل چیلر موردنیاز را کاهش می‌دهد.

از آنجا که بارهای شبانه معمولاً فصلی و متغیر هستند، باید شرایط بارگیری بدون بار شبانه نیز در نظر گرفته شود زیرا نرخ شارژ برای تجهیزات ذخیره‌سازی نیز در این حالت متفاوت خواهد بود [۱۴۳-۱۴۴].



یک طراحی ذخیره‌ساز تطبیق‌پذیر به سیستم اجازه می‌دهد تا بار را بین چیلر و ذخیره‌ساز جابجا کند تا بهترین بهره از لحاظ سودمندی حاصل شود و هزینه انرژی به حداقل برسد. این تطبیق‌پذیری، اطمینان از تقسیم بار مناسب بین چیلر و ذخیره‌ساز تحت هر گونه شرایط را تضمین می‌کند.

۸-۶-۷- حالت‌های تعویض چیلر

هنگامی که یک چیلر از حالت یخ‌سازی در دمای $2/8^{\circ}\text{C}$ به حالت آب سرد با دمای $5/6^{\circ}\text{C}$ منتقل می‌شود، در اغلب اوقات کار خود را متوقف می‌کند زیرا آب برگشتی به چیلر پایین‌تر از دمای منبع درخواستی است. شروع سرمایش آب سرد تا زمانی است که دمای آب برگشتی $1/7^{\circ}\text{C}$ بالاتر از دمای تأمین آب موردنیاز $5/6^{\circ}\text{C}$ باشد. بیشتر کارشناسان تاسیسات نگران این امر هستند، اما خنک‌کننده کافی در لوله‌کشی توزیع آب سرد وجود دارد تا بتواند سرمایش را تا زمان بازگشت آب به دمای مناسب فراهم کند.

۸-۷- اجزاء واسط سیستم ذخیره‌ساز یخ با سیستم‌های ساختمانی

۸-۷-۱- اجزاء واسط برای سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

سمت گلیکول سیستم ذخیره‌ساز ذوب از داخل بسته است و تحت فشار قرار دارد. حلقه ذخیره می‌تواند به صورت مستقیم به حلقه توزیع ساختمان متصل شود یا توسط مبدل حرارتی جدا شود. سیستم‌های اتصال مستقیم با خنک‌کننده ثانویه موجود در حلقه ذخیره‌سازی در کل سیستم ساختمان کار می‌کنند. برای برخی از ساختمان‌ها، محافظت در برابر یخ‌زدگی زمستانی که توسط خنک‌کننده ارائه می‌شود، ممکن است مفید باشد. در این حالت هزینه تهیه حجم زیادی از مایع خنک‌کننده باید در نظر گرفته شود. علاوه بر این، ظرفیت کویل خنک‌کننده در مقایسه با عملکرد با آب کاهش می‌یابد و ممکن است انرژی مورد نیاز پمپ افزایش یابد.

اگر از مبدل حرارتی برای جداسازی حلقه ذخیره از حلقه توزیع آب سرد استفاده شده باشد، سمت توزیع باید در هنگام شارژ که دمای خنک‌کننده ممکن است تا 22°C (6°F) برسد، محافظت شود. به طور معمول، یک بای‌پس یا انحراف شارژ در اطراف مبدل حرارتی ارائه می‌شود. جریان باید از طریق بای‌پس با استفاده از دو شیر دوطرفه متصل به جای یک شیر سه‌طرفه هدایت شود، زیرا بکارگیری شیر سه‌طرفه احتمال ایجاد نشتی در مبدل حرارتی را به همراه دارد. همچنین توصیه می‌شود که اگر دمای سمت اولیه به زیر 36°C (2°F) رسید، از حفاظت در برابر یخ‌زدگی مبدل‌های حرارتی (مانند سمت ثانویه پمپ) استفاده شود.

دمای تخلیه پایین موجود در سیستم‌های ذوب از داخل امکان استفاده از آب سرد با محدوده‌های دمایی ΔT 24°C (13°F) یا بالاتر را فراهم می‌کند، در نتیجه موجب کاهش قابل توجهی در هزینه پمپ‌ها، لوله‌گذاری و انرژی مورد نیاز پمپ در مقایسه با سیستم‌های غیرذخیره‌سازی معمول می‌شود.

سیستم‌های ذوب از داخل برای برنامه‌های بازسازی (مقاوم‌سازی) که در آنها واحدهای تهویه مطبوع DX با پکیج یونیت پشت‌بامی^۱ قدیمی نیاز به تعویض دارند، کاملاً مناسب هستند. کمپرسورها و کندانسورهای موجود در جای قبلی خود باقی مانده و در سمت هوا، کویل‌های آب سرد جایگزین کویل‌های DX می‌شوند. فن‌های کنترل‌کننده هوای موجود به طور کلی قابل استفاده هستند. یک چیلر با هوای سرد و مخازن ذخیره یخ به صورت یک ماژول با لوله‌کشی مرتبط نصب می‌شود. این تبدیل فقط در شرایطی مناسب است که کویل موجود و ظرف تخلیه در شرایط مناسبی قرار داشته باشند.

۸-۷-۲- اجزاء واسط برای سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

سیستم‌های ذوب از خارج یخ روی کویل، از مخازن باز و بدون فشار استفاده می‌کنند که جزئیات بیشتر آن در مراجع مربوطه آورده شده است. تصفیه آب و محافظت در برابر خوردگی ممکن است نگران‌کننده باشد، زیرا آب در مخزن هواداده^۲ می‌شود.

برای جداسازی مخزن ذخیره از سیستم توزیع ساختمان باید از یک مبدل حرارتی استفاده شود. این آرایش، تصفیه آب را ساده می‌کند، زیرا سیستم توزیع ساختمان به یک سیستم بسته معمولی تبدیل می‌شود. بین خروجی مبدل حرارتی و ورودی مخزن باید یک ماده لوله‌کشی مقاوم در برابر خوردگی نصب شود. دمای تخلیه 34 ± 36 (۱ تا ۲) موجود در سیستم‌های ذوب از خارج اجازه استفاده از محدوده‌های دمایی آب سرد ΔT ، 24 ± 13 یا بالاتر را می‌دهد، که به طور قابل توجهی هزینه پمپ‌ها، لوله‌گذاری‌ها و انرژی مورد نیاز پمپ در مقایسه با سیستم‌های غیر ذخیره‌سازی معمولی کاهش می‌یابد.

۸-۷-۳- اجزاء واسط برای سیستم یخ کپسول شده

در سیستم‌های ذخیره یخ کپسول شده ممکن است از مخازن بسته و تحت فشار یا مخازن باز و بدون فشار استفاده شود. حلقه ذخیره ممکن است به صورت مستقیم به حلقه توزیع ساختمان متصل شود یا توسط مبدل حرارتی جدا شود. سیستم‌های یخ کپسول شده با مخازن باز نیاز به رابط دارند که جزئیات آن در مراجع مربوطه آورده شده است [۱۴۳-۱۴۴]. مخازن بسته به کنترل فشار خاص یا ملاحظات تصفیه آب نیاز ندارند.

سیستم‌های اتصال مستقیم با خنک‌کننده ثانویه حلقه ذخیره‌سازی در کل سیستم ساختمان کار می‌کنند. برای بعضی از ساختمان‌ها، محافظت در برابر یخ‌زدگی زمستان که توسط خنک‌کننده فراهم می‌شود ممکن است سودمند



^۱ Packaged Rooftop

^۲ Aerated

باشد. هزینه تهیه حجم زیادی از مایع خنک کننده نیز باید در نظر گرفته شود. علاوه بر این، ظرفیت کویل خنک کننده در مقایسه با عملکرد با آب، کاهش می‌یابد.

اگر از مخزن موجودی به عنوان مخزن انبساط سیستم استفاده شود، باید اطمینان حاصل شود که شیرهای کنترلی در بازه زمانی هر نوع عملکردی، مخزن انبساط را ایزوله نمی‌کنند. بهتر است از مخزن موجودی به عنوان مخزن انبساطی سیستم استفاده نشود.

اگر از مبدل حرارتی برای جداسازی حلقه ذخیره از حلقه توزیع آب سرد استفاده شده باشد، در هنگام شارژ که ممکن است دمای خنک کننده تا 22°C (- 6°C) سرد شود، سمت توزیع باید از انجماد محافظت شود. به طور معمول، یک بای‌پس شارژ در اطراف مبدل حرارتی ارائه می‌شود. جریان باید از طریق بای‌پس با استفاده از دو شیر دوطرفه متصل به جای یک شیر سه‌طرفه هدایت شود، زیرا بکارگیری شیر سه‌طرفه احتمال ایجاد نشتی در مبدل حرارتی را به همراه دارد. همچنین توصیه می‌شود که اگر دمای سمت اولیه به زیر 36°C (2°C) رسید، از حفاظت در برابر یخ‌زدگی مبدل‌های حرارتی استفاده شود.

دمای تخلیه کم در دسترس از سیستم‌های یخ کپسول شده، استفاده از آب سرد با محدوده دمایی ΔT 24°C (13°K) یا بالاتر را امکان‌پذیر می‌سازد، در نتیجه موجب کاهش قابل توجهی در هزینه پمپ‌ها، لوله‌گذاری و انرژی پمپ در مقایسه با سیستم غیرذخیره‌سازی معمول می‌شود.

همانند سیستم‌های ذوب از داخل، سیستم‌های یخ کپسول شده برای استفاده مجدد در مواردی که واحدهای تهویه مطبوع DX با پکیج یونیت پشت‌بامی نیاز به تعویض دارند، بسیار مناسب است [۱۴۳-۱۴۴].

۸-۷-۴- اجزاء واسط برای سیستم مزرعه یخ

سیستم‌های مزرعه یخ از مخازن باز و بدون فشار استفاده می‌کنند. تصفیه آب و محافظت در برابر خوردگی نگران کننده هستند، زیرا آب مخزن به دلیل گردش مجدد روی اواپراتور بسیار هواداده می‌شود.

برای ایزوله کردن مخزن ذخیره از سیستم توزیع ساختمان، یک مبدل حرارتی توصیه می‌شود. این مساله، ملاحظات تصفیه آب را ساده می‌کند، زیرا سیستم توزیع ساختمان به یک سیستم بسته معمولی تبدیل می‌شود.

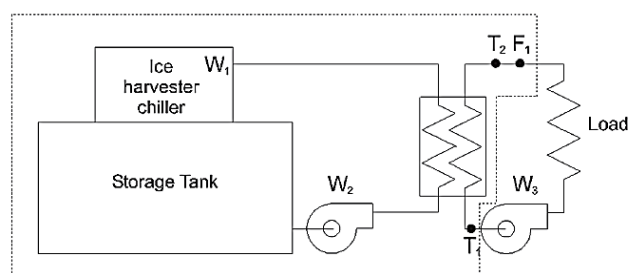
یک ماده لوله‌کشی مقاوم در برابر خوردگی، مانند PVC، باید بین خروجی مبدل حرارتی و ورودی مزرعه یخ نصب شود.

سیستم‌های مزرعه یخ می‌توانند از پمپ‌های جداگانه (برای گردش مجدد آب به اواپراتور و پمپاژ آب سرد به بار گرمایشی) یا از یک پمپ استفاده کنند. شکل ۸-۲۲ سه ساختار احتمالی برای پمپاژ در این سیستم‌ها را نشان می‌دهد.

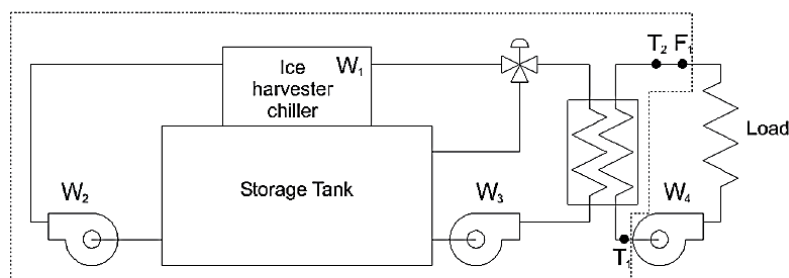
دبی اواپراتور باید در مقداری ثابت یا تقریباً ثابت حفظ شود. به طور کلی، دمای آب منبع که به بار جریان می‌یابد باید با تغییر جریان در سمت توزیع مبدل حرارتی، یا با پمپ سرعت متغیر یا با بای‌پس (منحرف نمودن) مقداری از

جریان در اطراف مبدل حرارتی، کنترل شود. برای ساختار C در شکل ۸-۲۲، از یک پمپ با سرعت متغیر در سمت ذخیره‌ساز مبدل حرارتی برای کنترل دمای منبع تغذیه استفاده می‌شود. در انتخاب پمپ‌های سیرکولاتور باید تغییر در فشار مکش استاتیک به واسطه ایجاد یخ و افت سطح آب مخزن، در نظر گرفته شود.

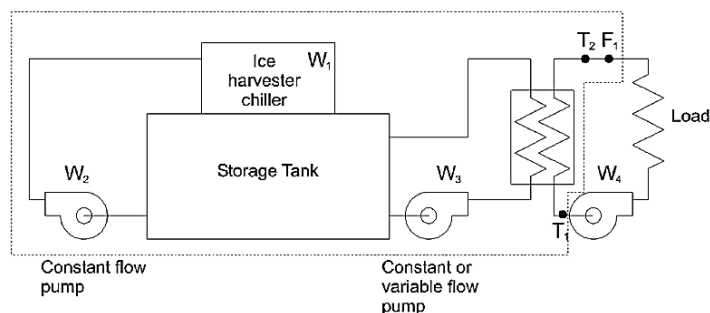
دمای تخلیه 34°C تا 36°C (1°C تا 2°C) در دسترس از سیستم‌های مزرعه یخ امکان استفاده از آب سرد با محدوده دمایی ΔT 24°C (13°C) یا بالاتر را فراهم می‌کند. در نتیجه کاهش هزینه پمپ‌ها، لوله‌کشی‌ها و انرژی پمپ در مقایسه با سیستم‌های غیر ذخیره‌ساز معمولی، قابل توجه است [۱۴۳-۱۴۴].



A. Single, constant flow pump with heat exchanger



B. Dual constant flow pumps with heat exchanger and bypass to tank during discharge



C. Dual pumps with heat exchanger and 100% return to tank during discharge cycle

Note: F_1 may be located upstream of T_1
 T_1 and T_2 as is with or without heat exchanger

شکل ۸-۲۲: سه ساختار متفاوت برای بهره‌گیری از پمپ‌ها در مزرعه یخ

۸-۸- اندازه و ابعاد در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

اندازه سیستم ذخیره‌ساز یخ مستلزم انتخاب ظرفیت یخ‌ساز مناسب و ظرفیت ذخیره‌سازی برای یک کاربرد خاص است. ظرفیت‌های اولیه چیلر و ذخیره‌ساز را می‌توان با استفاده از روش اندازه‌گیری سریع تخمین زد. الزامات اندازه‌نهایی باید با شبیه‌سازی دقیق عملکرد ساعتی در طول چرخه ذخیره‌سازی طرح، تعیین نمود [۱۴۴].

انتخاب چیلر مستلزم تعیین حداقل دمای خنک‌کننده لازم برای یک ظرفیت ذخیره داده شده بر اساس میزان شارژ موردنیاز است.

۸-۸-۱- اندازه و ابعاد در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

پس از تعیین زمان شارژ موجود و ظرفیت ذخیره‌سازی مورد نیاز، می‌توان بر اساس جداول عملکرد ارائه شده توسط سازنده، انتخاب اولیه تجهیزات ذخیره‌سازی را انجام داد.

ظرفیت ذخیره‌سازی باید طوری انتخاب شود تا اطمینان حاصل شود که ظرفیت تخلیه مورد نیاز در دمای مورد نیاز برای هر ساعت از پروفیل بار طراحی، در دسترس باشد. تولید کنندگان ذخیره‌ساز در فرایند انتخاب کمک می‌کنند و ممکن است شبیه‌سازی رایانه‌ای عملکرد ذخیره‌سازی را برای پروفیل‌های بار و دمای چیلر داده شده، ارائه دهند. کل ظرفیت ذخیره‌سازی قابل استفاده یک سیستم ذوب از داخل به سرعت تخلیه خنک‌کننده و همچنین دمای مورد نیاز خنک‌کننده بستگی دارد.

انتخاب نهایی یک فرایند تکراری است که شامل ارزیابی ظرفیت چیلر در دماهای شارژ مختلف است. تولیدکنندگان ذخیره‌ساز معمولاً متوسط و حداقل دمای خنک‌کننده چیلر را برای ساده‌سازی فرایند ارائه می‌دهند. عملکرد ذخیره‌سازی برای انتخاب‌های ممکن مخزن ذخیره باید برای هر ساعت عملکرد تخلیه و نرخ شارژ و دمای شارژ مورد نیاز ارزیابی شود.

۸-۸-۲- اندازه و ابعاد در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

افزایش حرارت لحظه‌ای پمپ‌های هوادهی نسبتاً ناچیز است، اما کل افزایش حرارت در کل چرخه شارژ و دشارژ می‌تواند قابل توجه باشد. در انتخاب اجزای سیستم، این گرما باید به عنوان تلفات مخزن تلقی شود و ظرفیت ذخیره‌سازی کل نیز باید بر این اساس افزایش یابد. هوادهی برای هم زدن در حالت یخ‌سازی و ذوب استفاده می‌شود.

پس از تعیین زمان شارژ و ظرفیت ذخیره‌سازی لازم، می‌توان بر اساس جداول عملکرد سازنده، انتخاب اولیه تجهیزات ذخیره‌سازی را انجام داد.

اندازه اجزای خنک‌سازی برای سیستم خنک‌کننده مستقیم مستلزم در نظر گرفتن عملکرد کمپرسورها، کندانسورها، شبکه‌های چیلر و مخزن ذخیره‌سازی در هر بار مورد انتظار ساعتی و در هر گونه شرایط محیطی است.

انتخاب یک چیلر برای سیستم خنک‌کننده ثانویه نیازمند تعیین میانگین دمای ورود و خروج یک واحد ذخیره داده شده بر اساس نرخ شارژ مورد نیاز است. تولید کنندگان ذخیره‌ساز با ارائه شبیه‌سازی رایانه‌ای عملکرد ذخیره‌ساز برای پروفیل‌های بار داده شده و دمای چیلر، در فرایند انتخاب کمک می‌کنند. تا حدودی می‌توان با تنظیم تعداد، طول و ساختار لوله‌ها، عملکرد ذخیره‌سازی مورد نظر را در یک مخزن با اندازه معین بدست آورد.

انتخاب نهایی یک فرایند تکراری است که شامل ارزیابی ظرفیت کمپرسور یا چیلر در دماهای شارژ و ظرفیت‌های ذخیره‌سازی مختلف و همچنین نرخ شارژ و دمای شارژ مورد نیاز برای انتخاب مخزن ذخیره‌سازی می‌باشد.

۸-۳-۸- اندازه و ابعاد در سیستم یخ کپسول شده

برآورد اولیه اندازه مخزن مورد نیاز مخازن تحت فشار را می‌توان بر اساس حجم ذخیره تقریبی 18 gal/ton-h ($2/4 \text{ ft}^3/\text{ton} - h [0.019 \text{ m}^3/\text{kWh}_t]$) انجام داد. برای مخازن باز، اندازه‌گیری اولیه باید تقریباً بر اساس 20 gal/ton-h ($2.7 \text{ ft}^3/\text{ton} - h [0.022 \text{ m}^3/\text{kWh}_t]$) باشد. این برآورد شامل مقدار مجاز برای محفظه‌های ذخیره‌سازی، حجم انبساط مورد نیاز و هدرهای مخزن است.

ظرفیت ذخیره‌سازی باید طوری انتخاب شود تا اطمینان حاصل شود که ظرفیت تخلیه مد نظر در دمای مورد نیاز برای هر ساعت از پروفیل بار طراحی در دسترس است. تولید کنندگان ذخیره‌ساز با ارائه شبیه‌سازی رایانه‌ای عملکرد ذخیره‌ساز برای پروفایل بار داده شده و دمای چیلر، به فرایند انتخاب کمک می‌کنند.

انتخاب نهایی یک فرایند تکراری است که شامل ارزیابی ظرفیت چیلر در دماهای مختلف شارژ است. به منظور انتخاب احتمالی مخزن ذخیره، باید عملکرد ذخیره‌ساز از نظر تخلیه و میزان شارژ مورد نیاز و دمای شارژ برای هر ساعت ارزیابی شود.

۸-۴-۸- اندازه و ابعاد در سیستم مزرعه یخ

برای ساختمان‌هایی که سیستم‌های تهویه مطبوع در دوره‌های خالی از سکنه خاموش هستند، بارهای مورد نیاز جهت خنک شدن شبانه‌ها اغلب به دلیل گرمای تجمع شده در آخر هفته‌ها بیشتر از روزهای دیگر است. خنک‌کننده اضافی مورد نیاز برای صبح روز شنبه را می‌توان با اندازه مخزن ذخیره‌سازی مطابق با پروفیل بار روز شنبه تامین کرد. با فرض استفاده از چرخه شارژ چندروزه، ظرفیت مزرعه یخ را می‌توان با توجه به پروفیل‌های بار یکشنبه تا چهارشنبه، اندازه گرفت. در آخر هفته، چیلر مزرعه یخ وقت اضافی دارد تا مخزن بزرگ را با یخ کافی پر کند تا بار در روز شنبه را تامین نماید، در حالی که برای روزهای بعد نیز اندازه مناسب دارد.

ظرفیت تجهیزات مزرعه یخ تا حد زیادی به دمای آب برگشتی ورودی به اواپراتور بستگی دارد. در شبیه‌سازی باید تغییر در دمای آب ورودی ناشی از بار ساختمان و تغییر ظرفیت حاصل به طور دقیق در نظر گرفته شود. محاسبه دمای آب ورودی به اطلاعاتی در مورد نحوه پمپاژ و دبی آب برای گردش مجدد آب در اواپراتور نیاز دارد.

ظرفیت مزرعه یخ با دمای چگالش^۱ که وابسته به دمای محیط است، تغییر می‌کند. این تغییر باید در شبیه‌سازی و محاسبات مربوطه در نظر گرفته شود. تولید کنندگان مزرعه یخ، برنامه‌های رایانه‌ای را ارائه می‌دهند که شبیه‌سازی دقیق اندازه را برای سیستم‌های مزرعه یخ انجام می‌دهند. نتایج تجزیه و تحلیل رایانه‌ای باید به دقت بررسی شود تا اطمینان حاصل شود که عملکرد مورد نیاز به درستی حاصل می‌شود.

هنگام انتخاب ظرفیت برج خنک‌کننده یا کندانسور، رد گرمایی^۲ (بازگشت گرمایی) در حداکثر ظرفیت خنک‌کننده مورد انتظار از تجهیزات باید در نظر گرفته شود. از آنجا که با افزایش دمای ورودی اواپراتور، ظرفیت مزرعه یخ به طرز چشمگیری افزایش می‌یابد، در صورت تجربه دمای بالاتر آب برگشتی، ظرفیت چگالش ممکن است کمتر شود.

به عنوان مثال، انتظار می‌رود یک سیستم ذخیره‌سازی کامل که چیلر مزرعه یخ فقط برای شارژ ذخیره‌ساز عمل می‌کند، حداکثر دمای ورودی 32°C (۹۰°F) را تجربه کند. با این حال، هر بار در طول دوره‌های شارژ، دمای بازگشت ظرفیت تجهیز و رد گرما را افزایش می‌دهد. افزایش بار پیش‌بینی نشده در آینده یا هرگونه تغییر ممکن است نیاز به کارکرد سیستم در یک استراتژی ذخیره‌سازی جزئی داشته باشد، که در نتیجه آن ظرفیت و رد گرما افزایش می‌یابد.

همانند سایر انواع تجهیزات خنک‌سازی، در صورت ناکافی بودن ظرفیت کندانسور، عملکرد مزرعه یخ به شدت تحت تاثیر قرار می‌گیرد. برخی از سیستم‌های مزرعه یخ دارای قابلیت‌های بار جرئی محدود هستند و شرایط فشار هد زیاد ممکن است عملکرد را تا ۵۰٪ ظرفیت محدود کرده و یا حتی به طور کامل از آن جلوگیری نماید.

وقتی ظرفیت ذخیره‌سازی مورد نیاز تعیین شد، باید ابعاد مخزن انتخاب شود. تجربه نشان داده است که حجم ذخیره $25 \text{ gal/ton} - h$ ($3.3 \text{ ft}^3/\text{ton} - h [0.03 \text{ m}^3/\text{kWh}_t]$) مقدار مناسبی برای اندازه مخازن برداشت یخ است. وقتی ناحیه ورود یخ نسبت به کل سطح مقطع مخزن زیاد باشد، ممکن است چگالی ذخیره $22 \text{ gal/ton} - h$ ($0.03 \text{ ft}^3/\text{ton} - h [0.025 \text{ m}^3/\text{kWh}_t]$) حاصل شود.

۸-۹- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

دمای شارژ برای سیستم‌های ذوب از داخل و ذوب از خارج و همچنین یخ‌های کپسول شده بستگی به میزان شارژ و وضعیت شارژ مخازن ذخیره‌سازی در زمان معین دارد. چرخه شارژ کوتاه‌تر به منظور انجماد مقدار معینی از یخ به دمای شارژ کمتری نیاز دارد. با افزایش ضخامت یخ که از طریق آن گرما منتقل می‌شود، دمای شارژ از طریق چرخه شارژ کاهش می‌یابد [۱۴۴-۱۴۵]. تولیدکنندگان اطلاعات مربوط به حداقل دمای شارژ لازم برای نرخ‌های مختلف شارژ را ارائه می‌دهند.



^۱ Condensing Temperature

^۲ Heat Rejection

نمودارهای موجود در این بخش مشخصات شارژ و دشارژ را برای انواع مختلف سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی (سرمایشی) نشان می‌دهند. ناحیه بین مقادیر کم و زیاد، دامنه مقادیر ممکن را نشان می‌دهد. این دامنه مقادیر ناشی از عواملی همچون عدم اطمینان اندازه‌گیری، تفاوت محصول و تغییر در دبی می‌باشد.

۸-۹-۱- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

استوال^۱ (۱۹۹۹) آزمایشات گسترده‌ای را در مورد عملکرد شارژ مخزن ذخیره‌ساز ذوب از داخل یک تولیدکننده ارائه داده است. دمای شارژ به طور معمول از ابتدا تا انتهای چرخه شارژ از ۱۰ تا ۲۰ کاهش می‌یابد. بسته به میزان شارژ، دمای میانگین شارژ از حدود ۱۵ تا تقریباً ۳۰- می‌باشد. شکل ۸-۲۳، طیف نوعی از دمای شارژ را برای دوره‌های شارژ ۸ تا ۱۶ ساعت و با دبی چیلر مطابق با محدوده دمایی حدود ۲۰ تا ۴۰ را نشان می‌دهد [۱۴۶-۱۵۰].

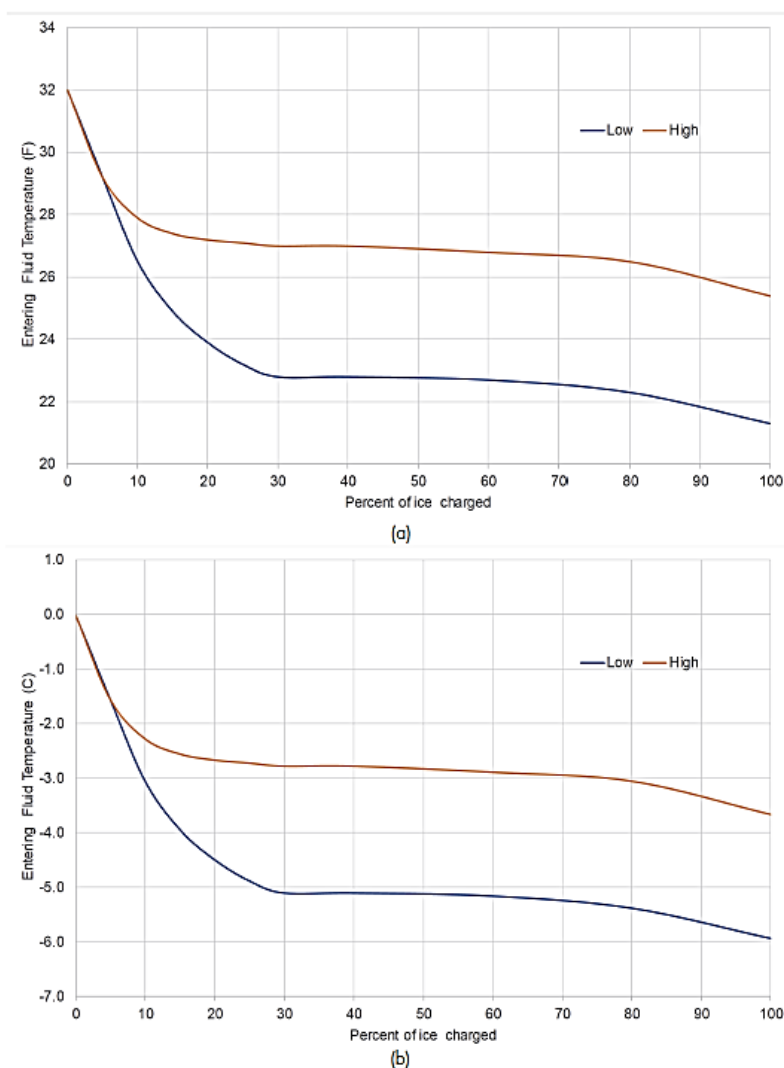
استوال (۱۹۹۱) در آغاز شارژ کاهش قابل توجهی در دمای شارژ ناشی از فوق‌تبرید آب مایع قبل از ایجاد یخ، را مشاهده نمود. هنگامی که تبلور آغاز می‌شود و سرمایش محسوسی توسط مخزن آزاد می‌شود، دمای شارژ دوباره به میزان عادی خود می‌رسد [۱۴۶-۱۵۰].

فوق‌تبرید مذکور تنها زمانی اتفاق می‌افتد که در ابتدای شارژ یخ در مخزن وجود ندارد. غالباً یخ از چرخه قبلی ذوب نشده باقی می‌ماند، لذا یخ‌زدن آب اضافی بدون فوق‌تبرید ادامه می‌یابد. کنترل‌ها باید با توالی زمان‌بندی شده تنظیم شوند به طوری که سیستم غوطه‌وری را به عنوان مخزن کامل یخ، تعبیر نکنند.

مخازن ذخیره ذوب از داخل یخ در صورت حفظ دمای تخلیه ثابت، نرخ تخلیه پیوسته کاهشی دارند می‌دهد یا در صورت ثابت نگه‌داشتن نرخ دشارژ، درجه حرارت بالا می‌رود. این مساله به واسطه اثر عایق‌بندی آب در اطراف لوله‌ها هنگامی که یخ ذوب می‌شود رخ می‌دهد.



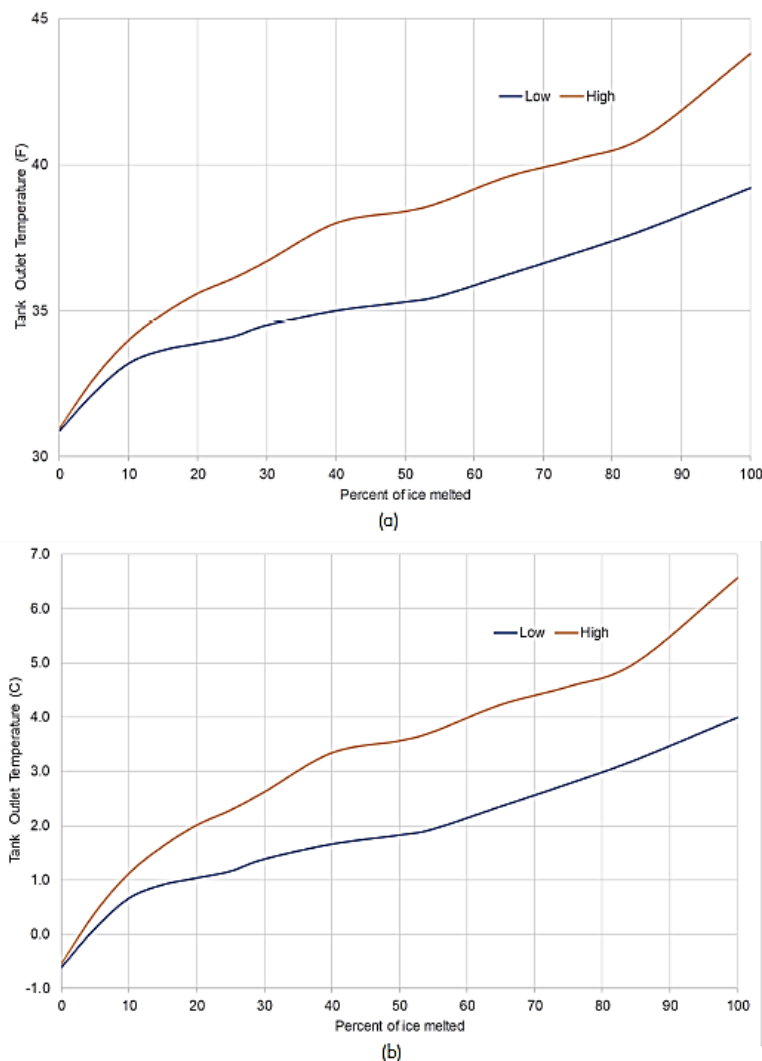
^۱ Stovall



شکل ۸-۲۳: محدوده نمونه دمای حالت شارژ در سیستم ذوب از داخل، (a) I-P و (b) SI

استوال (۱۹۹۱) همچنین مشخصات تخلیه ذوب از داخل را در نرخ‌های دشارژ مختلف و دمای ورودی بررسی کرده است. نتایج نشان داده که دمای خروجی به طور پیوسته در طی دوره تخلیه افزایش می‌یابد و مشخصات دما به دمای ورودی و نرخ دشارژ بستگی دارد [۱۵۰]. شکل ۸-۲۴، محدوده معمولی از دمای تخلیه را برای سرعت دشارژ ثابت در طی دوره‌های ۶ تا ۸ ساعت با دمای ورودی 10°C نشان می‌دهد.





شکل ۸-۲۴: نمونه محدوده دمای حالت دشارژ در سیستم ذوب از داخل، (a) I-P و (b) SI.

در واقع، مخازن ذخیره انرژی حرارتی به ندرت با سرعت ثابت تخلیه می‌شوند. مشخصات دمای تخلیه واقعی به مشخصات بار بستگی دارد. میزان بار در طی چند ساعت آخر چرخه دشارژ به منظور تعیین حداکثر دمای تخلیه اهمیت بسیاری دارد. ظرفیت ذخیره‌سازی باید به گونه‌ای انتخاب شود که در هر ساعت، دما و میزان تخلیه مورد نیاز حاصل شود. داده‌های عملکردی که توسط سازندگان مخازن ذخیره ذوب از داخل یخ تهیه می‌شوند، می‌توانند برای تعیین دمای دشارژ موجود مرتبط با یک نرخ تخلیه و وضعیت شارژ سیستم مورد استفاده قرار گیرند.

به طور کلی، بخش قابل استفاده از ظرفیت اسمی ذخیره‌ساز با نرخ تخلیه کمتر و دمای تخلیه بالاتر، بیشتر است. با تامین ظرفیت اضافی ذخیره‌ساز، می‌توان به نرخ تخلیه بالا و دمای تخلیه ثابت دست یافت [۱۴۴-۱۴۵].

کوئل‌های تبادل گرمای فولادی برای کاربردهای ذوب از داخل با یک قطعه لوله در نزدیکی خروجی کوئل مورد استفاده قرار می‌گیرند. این گزینه به دلیل بهبود انتقال حرارت بین خنک‌کننده ثانویه و آب صفر درجه سانتیگراد در

مخزن، مشخصه دمای تخلیه پایین‌تر و ثابت‌تری را فراهم می‌کند. از لوله‌های پلاستیکی برای تبادل گرما نیز استفاده شده است.

۸-۹-۲- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

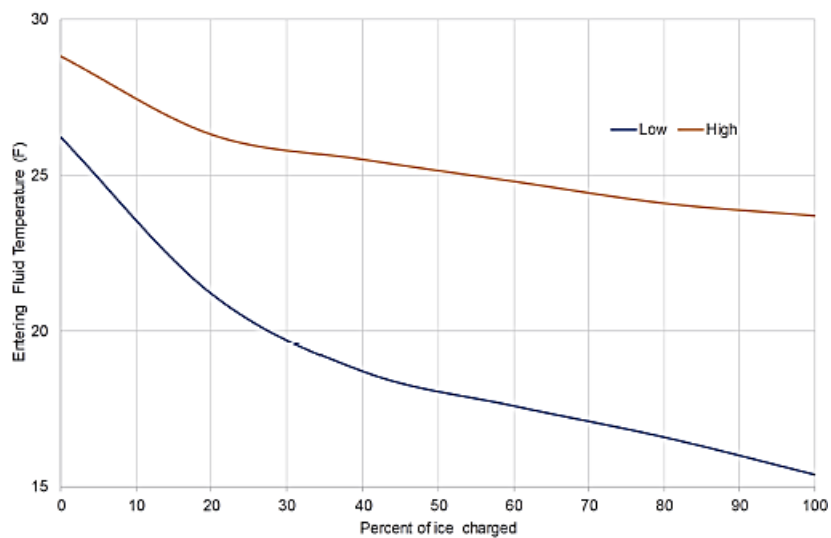
استوال آزمایش‌های گسترده‌ای را بر روی سیستم‌های ذوب از خارج با مبرد مستقیم و ثانویه انجام داده است. در سیستم با مبرد مستقیم، دمای مکش از حدود 2°C تا تقریباً 5°C در طی یک دوره ۱۳ ساعته شارژ، متغیر است. برای یک دوره شارژ ۷ ساعته، دمای مکش از 4°C تا 9°C متغیر می‌باشد [۱۵۰].

برای سیستم خنک‌کننده ثانویه، نتایج مشابه می‌باشد و برای یک دوره شارژ ۱۴ ساعته، دمای شارژ از $1/5^{\circ}\text{C}$ تا 4°C و برای دوره شارژ ۸ ساعته از 4°C تا 9°C ، متغیر است. در حالی که این دما تقریباً برابر با دمای سیستم با مبرد مستقیم است اما باید توجه داشت که هر چیلر باید در دمای مکش $1/5^{\circ}\text{C}$ تا 3°C پایین‌تر از دمای خنک‌کننده کار کند. شکل ۸-۲۵، با توجه به نتایج آزمایش‌های انجام شده، یک محدوده از دمای شارژ را نشان می‌دهد.

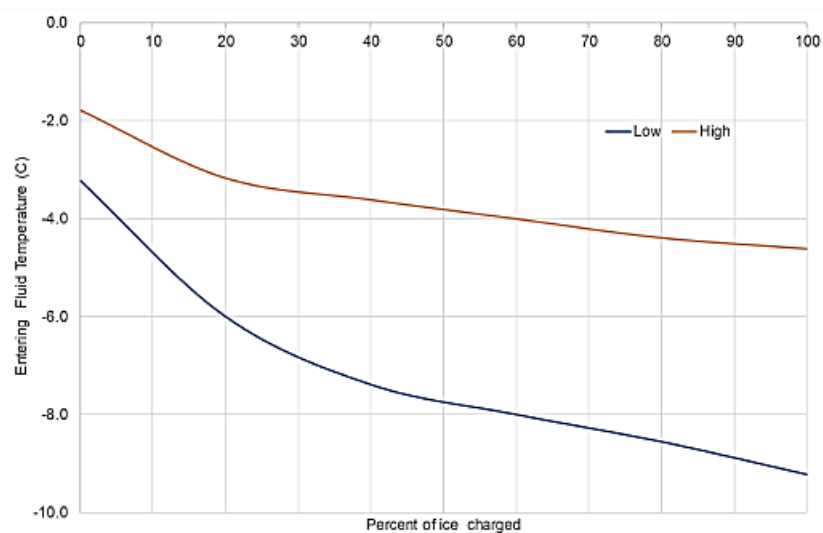
استوال، همچنین ویژگی‌های دشارژ ذوب از خارج را در دمای ورودی و نرخ‌های مختلف دشارژ مورد آزمایش قرار داده است. شکل ۸-۲۶، به طور خلاصه نشان می‌دهد که دمای دشارژ زیر $1/5^{\circ}\text{C}$ باقی می‌ماند تا ۸۰٪ یا بیشتر از یخ موجود در مخزن ذوب شود.

در آزمایش‌های دشارژ با مخازن بیش از حد شارژ شده و با در نظر گرفتن وجود پل بین لوله‌ها، در نیمه آخر دوره دشارژ دمای تخلیه 1°C تا $1/5^{\circ}\text{C}$ بالاتر از حد معمول گزارش شده است. در آزمایش‌های تخلیه بدون هوادهی مخزن، دمای تخلیه 2°C به 3°C افزایش یافته است [۱۴۴-۱۴۶].





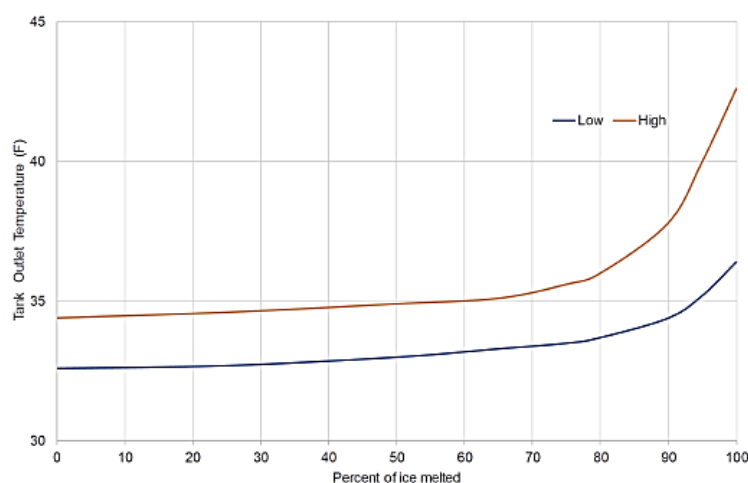
(a)



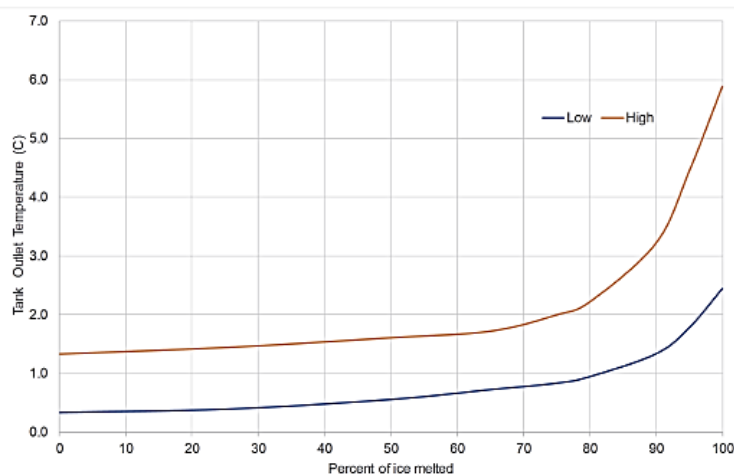
(b)

شکل ۸-۲۵: محدوده دمای شارژ ذوب از خارج، (a) I-P و (b) SI





(a)



(b)

شکل ۸-۲۶: محدوده دمای دشارژ ذوب از خارج، (a) I-P و (b) SI

۸-۹-۳- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم یخ کپسول شده

آرنولد^۱ دریافت که محفظه‌های یخی کپسول شده قبل از شروع تشکیل یخ، در معرض فوق‌تبرید یا خنک شدن آب مایع در زیر نقطه انجماد آن هستند. فوق‌تبریدی که فقط در محفظه کاملاً تخلیه شده رخ می‌دهد و در آن هیچ یخی باقی نمی‌ماند، موجب کاهش سرعت انتقال حرارت در ابتدای شارژ می‌شود [۱۴۷-۱۵۱].

فوق‌تبرید را می‌توان با افزودن عوامل هسته‌زا^۲، به میزان قابل توجهی کاهش داد. آرنولد دریافت که یک عامل هسته‌زا اختصاصی می‌تواند درجه حرارت فوق‌تبرید را تا حدود ۳ °C کاهش دهد. در این راستا، برخی تولیدکنندگان این تجهیزات ادعا می‌کنند که عوامل هسته‌زا اختصاصی، فوق‌تبرید را از ۳ °C تا ۲ °C محدود کرده‌اند.

^۱ Arnold (1991a)

^۲ Nucleating agents



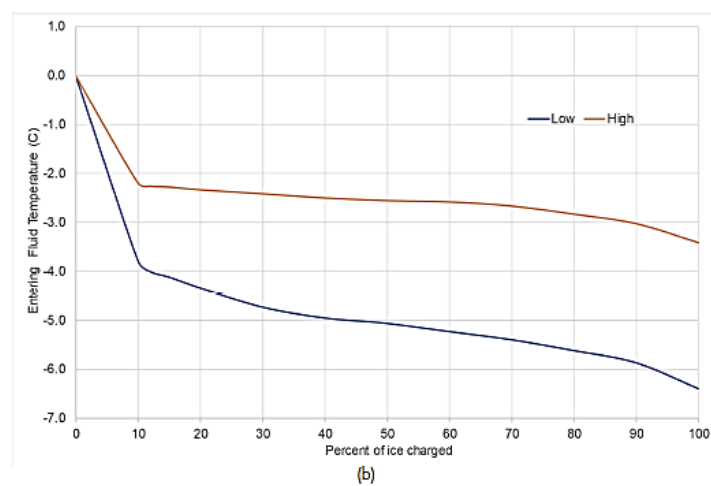
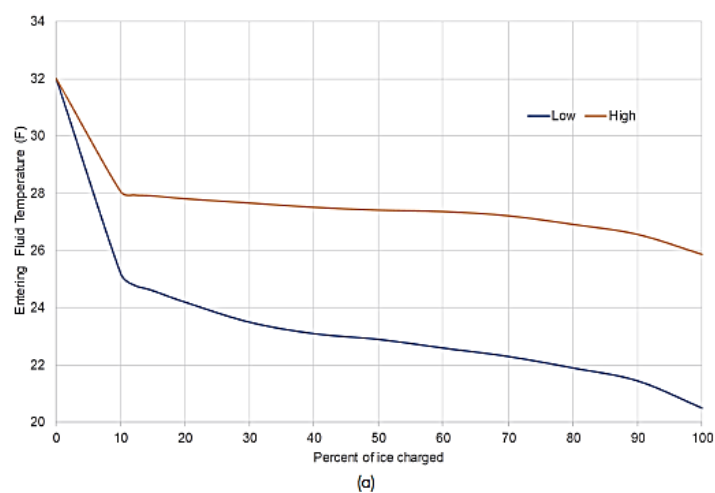
شکل ۸-۲۷، محدوده نرمالی از دمای شارژ را برای ذخیره‌سازی یخ‌های کپسول شده نشان می‌دهد. این تصویر بر اساس دوره‌های شارژ ۸ تا ۱۶ ساعت با دبی مرتبط با دامنه دمای چیلر در بازه 2°C تا 4°C ، می‌باشد.

در مخازن ذخیره‌ساز یخ کپسول شده در صورتی که دمای تخلیه ثابت بماند، نرخ تخلیه به صورت کاهشی پیوسته است یا در صورت حفظ نرخ تخلیه ثابت، دمای آن به صورت پیوسته افزایشی است. این مشخصه از کاهش سطح یخ در تماس با دیواره‌های محفظه هنگام ذوب شدن یخ حاصل می‌شود. شکل ۸-۲۸، محدوده نرمال دمای تخلیه را برای نرخ تخلیه ثابت در طی دوره‌های ۶ تا ۸ ساعت با دمای ورودی 10°C نشان می‌دهد.

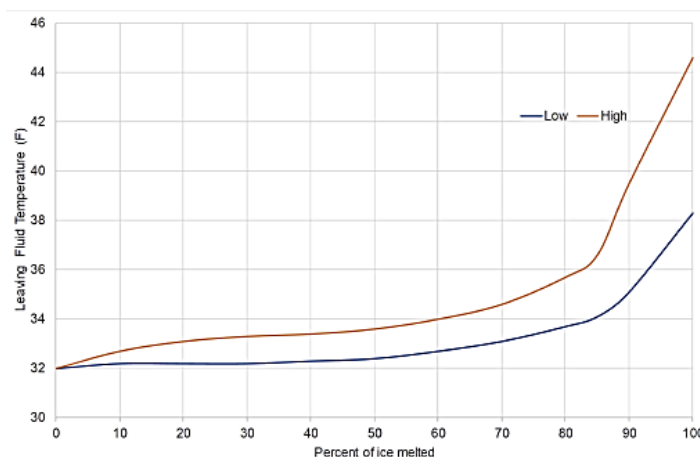
در عمل، مخازن ذخیره انرژی حرارتی به ندرت با سرعت ثابت تخلیه می‌شوند. مشخصات دمای تخلیه واقعی در عملکردی خاص، به مشخصات بار بستگی دارد. در طی چند ساعت آخر چرخه تخلیه، بار معمولاً در تعیین حداکثر دمای دشارژ اهمیت دارد. ظرفیت ذخیره‌سازی باید به گونه‌ای انتخاب شود که بتوان در هر ساعت دمای تخلیه مورد نیاز و نرخ دشارژ ضروری را بدست آورد. منحنی‌های عملکرد ارائه شده توسط تولیدکنندگان محفظه‌های یخ کپسول شده، قادر خواهند بود جهت تعیین دمای تخلیه موجود به منظور حالت شارژ و نرخ دشارژ، مورد استفاده قرار گیرند [۱۴۸-۱۵۰].

به طور کلی، بخش قابل استفاده از ظرفیت ذخیره اسمی با نرخ تخلیه کمتر و دمای تخلیه بالاتر، بیشتر است. با افزودن ظرفیت ذخیره‌سازی، نرخ دشارژ بالا و دمای تخلیه پائین و ثابت، حاصل خواهد شد.

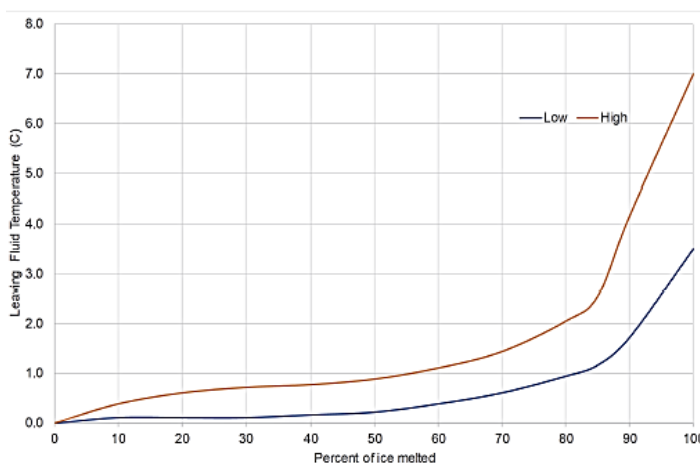




شکل ۸-۲۷: محدوده دمای شارژ-یخ کپسول شده، (a) I-P و (b) SI.



(a)



(b)

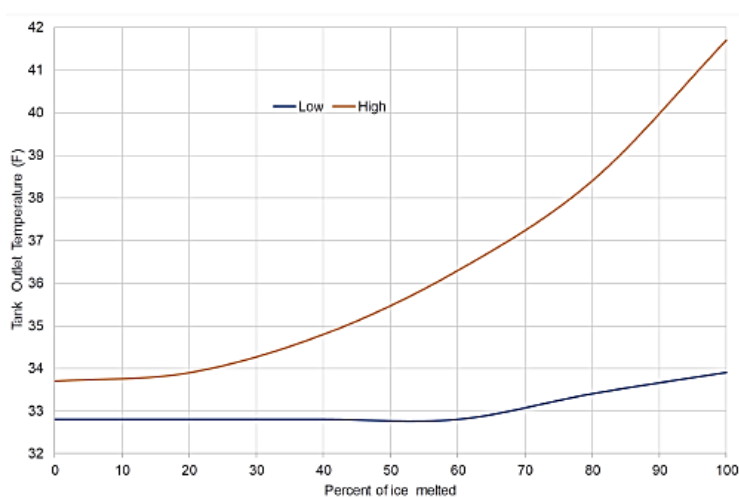
شکل ۸-۲۸: محدوده دمای دشارژ، یخ کپسول شده، (a) I-P و (b) SI.

۸-۹-۴- مشخصات شارژ و دشارژ در سیستم مزرعه یخ

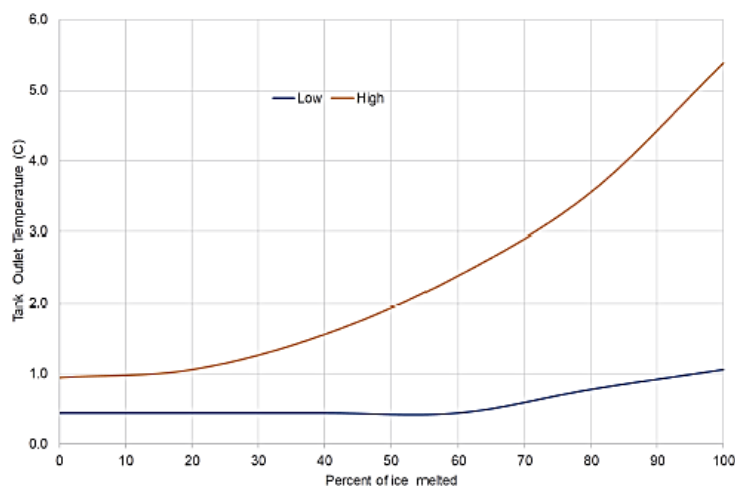
برخلاف سایر فناوری‌های ذخیره‌سازی یخ، عملکرد شارژ سیستم مزرعه یخ در طول چرخه شارژ ثابت و مستقل از مقدار یخ موجود در مخزن ذخیره‌سازی می‌باشد. نرخ بالای تخلیه از مخزن ذخیره‌ساز مزرعه یخ به دلیل مساحت زیاد یخ‌های خرد شده امکان‌پذیر می‌باشد. دمای تخلیه از مخزن ذخیره‌ساز، قادر است در محدوده 1°C تا 2°C باقی بماند و این عمل تا زمانی ادامه دارد که 80 الی 90 درصد یخ تخلیه گردد. در این مرحله، سطح تماس بین یخ و آب به اندازه کافی کاهش می‌یابد تا دما افزایش یابد. در دبی‌های بسیار بالا یا وقتی که طراحی مخزن بهینه نمی‌باشد، دمای تخلیه زودتر از چرخه دشارژ شروع به افزایش می‌کند. شکل ۸-۲۹، محدوده نرمالی از دمای تخلیه را در طول چرخه دشارژ به نمایش می‌گذارد [۱۴۶-۱۴۸].

تحت برخی شرایط، قطعات یخ موجود در مخزن به یکدیگر متصل و یک بلوک پرمفد ایجاد می‌کنند. این بلوک شکل خود را حفظ کرده و یک سوراخ زیر شکاف محفظه ورودی یخ ایجاد می‌کند. هنگامی که این اتفاق می‌افتد، سطح

تماس یخ / آب کاهش می‌یابد و آب برگشتی، تمایل به اتصال کوتاه در شیر تخلیه را خواهد داشت. این احتمال بیشتر زمانی رخ می‌دهد که یخ برای مدت طولانی در مخزن باقی بماند، مانند سیستم‌های هفتگی یا دیگر چرخه‌های طولانی. سیستم‌های ذخیره‌سازی کامل که در آن آب گرم برگشتی بدون خنک شدن توسط چیلر مستقیماً به مخزن وارد می‌شود، می‌توانند مستعد اتصال کوتاه نیز باشند. سیستم‌های مزرعه یخ برای اطمینان از دستیابی به ویژگی‌های تخلیه مورد نظر، نیاز به توجه خاصی در طراحی مخزن دارند [۱۴۸-۱۴۹].



(a)



(b)

شکل ۸-۲۹: محدوده دمای دشارژ سیستم مزرعه یخ، (a) I-P و (b) SI.



۸-۱۰- تعمیر و نگهداری سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

تعمیر و نگهداری تجهیزات سرمایشی در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ، همانند سیستم‌های غیرذخیره‌سازی است. کمترین الزامات نگهداری مربوط به مخازن ذخیره‌سازی است. با تعمیر و نگهداری مناسب، عملکرد سیستم ذخیره‌ساز یخ در طول زمان تصحیح شده و بهبود می‌یابد.

۸-۱۰-۱- تعمیر و نگهداری سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

در یک سیستم ذوب از داخل می‌توان با تعیین حداکثر دمای شارژ عملیاتی، عملکرد سیستم را بهبود بخشید. سطح آب مخازن باید به طور سالانه بررسی شود و در صورت نیاز تغییرات لازم انجام شوند. حسگرهای موجود در مخازن باید در فواصل زمانی منظم، به ویژه در شرایط کاملاً شارژ شده و کاملاً دشارژ شده، کالیبره شوند [۱۴۹-۱۵۱].

۸-۱۰-۲- تعمیر و نگهداری سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

در سیستم‌های ذوب از خارج می‌توان با اتخاذ استراتژی‌های کنترلی (قبل از شروع شارژ در هر زمان ممکن تا ذوب شدن تمام یخ‌ها) راندمان را به حداکثر رساند. همچنین با تعیین حداکثر دمای شارژ عملی می‌توان موجبات افزایش کارایی سیستم را فراهم کرد.

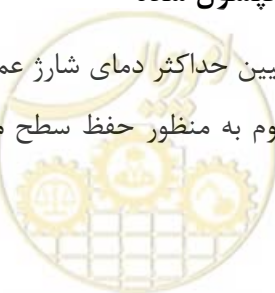
تعمیر و نگهداری تجهیزات تبرید در یک سیستم ذوب خارجی مبتنی بر مبرد نیاز به تخصص دارد. غالباً سیستم‌های ذوب از خارج مناسب کاربردهای تجاری نبوده و بیشتر در کاربردهای صنعتی رایج می‌باشند. بنابراین، پرسنل و پیمانکارانی که در حوزه خدمات این تکنولوژی فعالیت می‌کنند، می‌بایست درک خوبی از تجهیزات تبرید داشته باشند و آموزش‌های لازم را دیده باشند.

در صورت اضافه شدن آب جبرانی^۱ به مخزن، می‌بایست حسگرهای موجود در مخزن سطح آب را مجدداً مورد سنجش و ارزیابی قرار دهند و کالیبره شوند. همچنین باید اشاره نمود که سطح آب تحت تاثیر عملکرد پمپ‌های هوادهی می‌باشد، لذا می‌بایست حسگرهای موجود در مخازن با توجه به عملکرد پمپ‌های هوادهی کالیبره شوند. همچنین به دلیل وجود آب هوادهی بسیار زیاد در سیستم ذوب از خارج، می‌بایست به منظور حفاظت و مقابله با خوردگی، آب مورد نظر تصفیه شود [۱۴۹-۱۵۰].

۸-۱۰-۳- تعمیر و نگهداری سیستم یخ کپسول شده

در سیستم یخ کپسول شده، می‌توان با تعیین حداکثر دمای شارژ عملی، بهره‌وری را بهبود بخشید. برای سیستم‌هایی با مخازن باز، مایع جبرانی باید در صورت لزوم به منظور حفظ سطح مناسب مخزن اضافه شود. حسگرهای موجود در

^۱ Makeup Water



مخازن می‌بایست در فواصل منظم به ویژه در شرایط شارژ و دشارژ کامل، کالیبره شوند. به طور سالانه، می‌بایست پوشش محفظه‌های یخ مورد بررسی قرار گیرند. دیواره‌های صاف مخزن، احتمال سایش محفظه‌ها را به حداقل می‌رسانند.

۸-۱۰-۴- تعمیر و نگهداری سیستم مزرعه یخ

اقدامات منظم تعمیر و نگهداری سیستم‌های مزرعه یخ شامل مواردی نظیر بررسی صافی یا پالایش در لوله‌های مبرد و بررسی‌های دوره‌ای زدودن رسوب و گرفتگی در سطوح توزیع آب می‌باشد. به دلیل وجود آب هوادهی شده زیاد در سیستم‌های مزرعه یخ، می‌بایست به عملیات تصفیه آب به منظور حفاظت و جلوگیری از خوردگی تجهیزات توجه ویژه شود [۱۴۷-۱۴۹].

تکنولوژی تبرید مورد استفاده در سیستم‌های مزرعه یخ معمولاً در کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. با این حال، بسیاری از پرسنل و پیمانکارانی در این حوزه مشغول به کار هستند، به ویژه در بخش تعمیرات و نگهداری، می‌بایست با انواع تجهیزات و تکنولوژی‌های سیستم برداشت یخ آشنایی کامل داشته باشند و آموزش‌های مورد نیاز را فراگیرند.

۸-۱۱- راه‌اندازی سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ

راه‌اندازی، یک فرآیند پیوسته و ادامه‌دار است که پیش از “طراحی” شروع می‌شود و تا “سال نخست بهره‌برداری” ادامه دارد. به صورت کلی، یک طرح راه‌اندازی شامل آزمایش کاملی از سیستم مطابق با استانداردهایی نظیر ANSI/ASHRAE 150 می‌باشد، توصیه می‌شود [۱۴۹-۱۵۱].

در بخش ارزیابی عملکرد در فاز راه‌اندازی، می‌بایست آزمایش‌های ذیل مدنظر قرار گیرد [۱۴۷-۱۵۰]:

- کل ظرفیت ذخیره‌سازی؛

- نرخ تخلیه و دمای تخلیه؛

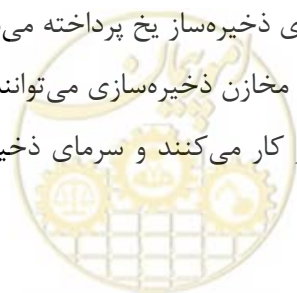
- ظرفیت شارژ؛

- توالی زمان‌بندی و کنترل؛

- تقاضای پیک و بهره‌وری انرژی.

در این بخش به تست‌هایی که برای انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ کاربرد دارند، اشاره می‌شوند. در ادامه به بررسی روش‌های منحصربه‌فرد هر یک از انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ پرداخته می‌شود.

آزمون ظرفیت شارژ سیستم تایید می‌کند که مخازن ذخیره‌سازی می‌توانند در مدت زمان مورد نیاز شارژ شوند. چیلر یا چیلرها در نقطه کار طراحی شده جهت شارژ کار می‌کنند و سرمای ذخیره شده در مخازن را مانیتور می‌کنند. اگر



طبق مشخصات طراحی شده، چیلر به منظور بارگیری هنگام شارژ فراخوانی شود، بار مورد نظر می‌بایست در محدوده آزمایش باشد.

آزمون نرخ تخلیه و دمای تخلیه تایید می‌کنند که خنک‌کننده در هر ساعت با دبی و دمای دشارژی مشخص ارائه می‌شود. این بررسی‌ها به ویژه در چند ساعت آخر چرخه دشارژ از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. به طور کلی نرخ تخلیه و مشخصات دمای تخلیه، در طول آزمون از طریق ظرفیت مخزن ذخیره تایید می‌شوند.

مدت زمان شارژ بستگی به دمای شارژ دارد. در طی چندین دوره شارژ، می‌توان نقطه تنظیم بهینه دمای شارژ را مشخص کرد. نقطه تنظیم بهینه شارژ با تنظیم دما حاصل می‌شود که به موجب آن میزان مصرف انرژی کمکی و چیلر در طول دوره شارژ کامل، به حداقل مقدار می‌رسد. به طور معمول، چیلرهای ذخیره‌سازی یخ برای کار با ظرفیت شارژ کامل انتخاب می‌شوند و درجه حرارت با ظرفیت دستگاه و دبی ثابت می‌شود. بر این اساس، با رعایت موارد مطرح شده می‌توان گفت اهداف مدنظر حتماً محقق می‌شوند [۱۵۱-۱۵۰].

آزمون‌های توالی کنترل و زمان‌بندی تایید می‌کنند که سیستم همان‌طور که در نظر گرفته شده، عمل می‌کند. باید بررسی شود که سیستم در زمان‌های مناسب، با شروع یا توقف پمپ‌ها و عملکرد سوپاپ‌ها در توالی‌های صحیح، حالت‌ها را تغییر می‌دهد. نقطه کار چیلر برای حالت شارژ و خنک‌کننده مستقیم باید تایید و کالیبره شوند. همچنین تایید شود که دمای سیالات خارج شده از ذخیره‌ساز در نقطه تنظیم صحیح کنترل می‌شوند.

۸-۱۱-۱- راه‌اندازی سیستم ذوب از داخل یخ روی کویل

آزمایش عملکرد باید شامل اندازه‌گیری چگالی و گرمای ویژه خنک‌کننده‌های ثانویه باشد تا امکان محاسبه دقیق نرخ انتقال حرارت ناشی از دما و جریان‌های خنک‌کننده فراهم شود.

کل ظرفیت ذخیره‌سازی قابل استفاده در یک سیستم ذوب از داخل به نرخ تخلیه خنک‌کننده بستگی دارد. بنابراین به منظور ارزیابی ظرفیت ذخیره‌سازی طراحی شده، آزمایش سیستم در برابر مشخصات بار طراحی ضروری است. برای سیستم‌های ذخیره‌سازی جزئی، اگر تامین بار در نظر گرفته شده در طراحی با استفاده از کل سیستم امکان‌پذیر نباشد، می‌توان ذخیره‌ساز را جدا از چیلر آزمایش نمود. دبی و درجه حرارت ورودی همان‌طور که در مشخصات عملیاتی طراحی مشخص شده است، می‌بایست انتخاب شوند.

آزمون ظرفیت ذخیره‌سازی کامل با شارژ کامل مخازن آغاز می‌شود. از آنجا که مخازن با توجه به مشخصات بار طراحی شده تخلیه می‌شوند، لذا مقدار سرمایش ارائه شده می‌بایست قبل از آنکه دمای تخلیه به بالاتر از حداکثر دمای قابل استفاده برسد، کنترل و مانیتور شود [۱۵۲-۱۵۱].



۸-۱۱-۲- راه‌اندازی سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل

برای سیستم‌های ذوب از خارج با خنک‌کننده ثانویه، آزمایش عملکرد باید شامل اندازه‌گیری چگالی و گرمای ویژه خنک‌کننده باشد تا سرعت انتقال حرارت از دما و جریان‌های خنک‌کننده به طور دقیق محاسبه شود.

ظرفیت کل مخزن ذخیره‌سازی توسط شارژ کامل مخزن و تخلیه آن در مقابل بار بدون خنک‌کننده، اندازه‌گیری می‌شود. اندازه‌گیری سرمایش تحویل داده شده به نقطه مورد نظر در شرایطی انجام می‌پذیرد که دمای تخلیه مخزن بالاتر از حداکثر دمای تامین آب قابل استفاده در سردکننده است.

کل ظرفیت ذخیره‌سازی قابل استفاده در سیستم ذوب از خارج نسبت به میزان تخلیه خنک‌کننده، مستقل است. تخلیه مخزن با نرخ تعیین شده در مشخصات عملیاتی طراحی شده، دقیق‌ترین ارزیابی از ظرفیت واقعی مخزن را ارائه می‌نماید. با این حال، در صورتی که عملی نباشد، نرخ‌های تخلیه دیگر، تخمین‌های قابل قبول را ارائه می‌کنند.

اندازه‌گیری مستقیم ظرفیت ساخت یخ فوری در سیستم ذوب از خارج مبتنی بر مبرد، دشوار است. در سیستم خنک شده با آب، می‌توان ظرفیت خنک‌کننده را به طور غیرمستقیم و با کم کردن توان الکتریکی ورودی از گرمای رد شده، اندازه‌گیری کرد. خنک‌کننده خروجی در طول زمان را می‌توان از طریق شروع و پایان مخزن در شرایط یکسان شارژ و با نظارت سرمایش آن، اندازه‌گیری نمود [۱۵۱-۱۵۲].

شکل ۸-۳۰، یک سیستم ذوب از خارج روی کویل در مقیاس بزرگ در کشور مالزی (کوالالامپور) را نشان می‌دهد. می‌بایست عملکرد پمپ تحریک هوا تایید گردد که در مواقع مناسب روشن و خاموش می‌شود. کالیبراسیون نقطه کار چیلر به منظور شارژ و حالات مستقیم خنک‌کنندگی، می‌بایست انجام شود. حسگرهای موجود می‌بایست با ثبت سیگنال خروجی در شرایط شارژ و دشارژ کامل، کالیبره شوند.

باید اشاره نمود که محاسبه راندمان لحظه‌ای در سیستم‌های ذوب خارجی مبتنی بر مبرد به دلیل عدم توانایی اندازه‌گیری لحظه‌ای میزان یخ زدن، دشوار است. در حالی که وقتی مخزن در حالت شارژ است می‌توان در ابتدا و انتهای آزمون با اندازه‌گیری انرژی ورودی کل و سرمایش ارائه شده در چرخه کامل، راندمان متوسط را در طول دوره زمانی مشخص، محاسبه نمود.





شکل ۸-۳۰: یک نمونه سیستم ذوب از خارج یخ روی کویل در مقیاس بزرگ در کشور مالزی

۸-۱۱-۳- راه‌اندازی سیستم یخ کپسول شده

آزمایش عملکرد باید شامل اندازه‌گیری چگالی و گرمای ویژه خنک‌کننده‌های ثانویه باشد تا محاسبه دقیق میزان انتقال حرارت از جریان‌ها و دمای خنک‌کننده فراهم شود.

ظرفیت ذخیره‌سازی قابل استفاده در سیستم یخ کپسول شده به میزان تخلیه خنک‌کننده، بستگی دارد. بنابراین، به منظور ارزیابی ظرفیت ذخیره‌سازی طراحی شده، می‌بایست آزمایش سیستم با در نظر گرفتن مشخصات بار انجام شود. برای سیستم‌های ذخیره‌سازی جزئی، اگر تامین بار طراحی در نظر گرفته شده در طراحی با استفاده از کل سیستم امکان‌پذیر نباشد، می‌توان ذخیره‌سازی را به طور مجزا از چیلر آزمایش کرد. دبی‌ها و دمای ورودی همان طور که در مشخصات طراحی مشخص شده‌اند، می‌بایست انتخاب شوند [۱۵۲-۱۵۰].

آزمون ظرفیت کامل ذخیره‌سازی با شارژ کامل مخازن شروع می‌شود. از آنجا که مخازن با توجه به مشخصات بار طراحی تخلیه می‌شوند، لذا می‌بایست قبل از افزایش دمای تخلیه به حداکثر دمای قابل استفاده، میزان سرمایش ارائه شده کنترل و ثبت شود.

همچنین سرمایش ارائه شده می‌بایست در دبی‌ها و دمای دشارژ مشخص شده در هر ساعت تأیید شود. نرخ تخلیه در ساعت پیک از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، به ویژه اگر در اواخر چرخه دشارژ تامین شده باشد. همچنین می‌بایست حسگرهای موجود با در نظر گرفتن سیگنال خروجی در شرایط شارژ و دشارژ کامل، کالیبره شوند.



۸-۱۱-۴- راه‌اندازی سیستم مزرعه یخ

ظرفیت کل مخزن ذخیره‌سازی توسط شارژ کامل مخزن و تخلیه آن در مقابل بار بدون خنک‌کننده، اندازه‌گیری می‌شود. اندازه‌گیری سرمایش تحویل داده شده به نقطه مورد نظر در شرایطی انجام می‌پذیرد که دمای تخلیه مخزن، بالاتر از حداکثر دمای تامین آب سرد قابل استفاده است. تخلیه مخزن با نرخ تعیین شده در مشخصات عملیاتی طراحی شده، دقیق‌ترین ارزیابی از ظرفیت واقعی مخزن را در شرایط طراحی ارائه می‌نماید. با این حال، در صورتی که عملی نباشد، نرخ‌های تخلیه دیگر تخمین‌های قابل قبول را ارائه می‌کنند. در اکثر تنظیمات مخزن، مجموع ظرفیت ذخیره‌سازی نسبت به میزان تخلیه حساس نیست.

آزمون ظرفیت شارژ تایید می‌کند که مخزن ذخیره‌سازی می‌تواند در زمان مشخص شارژ شود. سیستم‌های ذخیره‌سازی با چرخه طولانی، به منظور ارزیابی ظرفیت شارژ به دو یا چند روز زمان نیاز دارند.

اندازه‌گیری مستقیم سرمایش فوری یا ظرفیت ایجاد یخ در یک سیستم مزرعه یخ دشوار است. در یک سیستم خنک شده با آب، می‌توان ظرفیت خنک‌کننده را به طور غیرمستقیم و با کم کردن توان الکتریکی از گرمای رد شده، اندازه‌گیری کرد. خنک‌کننده خروجی در طی یک دوره زمانی را می‌توان با اندازه‌گیری آغاز و پایان شارژ مخزن در حالت یکسان از شارژ بررسی نمود. به منظور شبیه‌سازی عملکرد چیلر در شرایط طراحی می‌بایست آب برگشتی به چیلر را در دبی و دمای تعیین شده مطابق مشخصات عملیاتی، مهیا نمود.

در سیستم مزرعه یخ می‌بایست در دمای مورد نظر از برگشت آب، عملکرد سیستم از حالت یخ‌ساز به حالت چیلر تغییر نماید. همچنین زمان‌سنج‌ها باید به درستی تنظیم شوند تا در زمان مناسب عملیات ایجاد یخ و یخ‌زدایی را انجام دهند و حسگرهای سطح یخ نیز در سطح مناسبی باید تنظیم شوند تا عملکرد مطلوب و مناسبی داشته باشند.

به دلیل عدم توانایی اندازه‌گیری ظرفیت خنک‌سازی یا یخ‌سازی لحظه‌ای، اندازه‌گیری کارایی لحظه‌ای سیستم مزرعه یخ دشوار است. بازده متوسط در طی یک دوره زمانی را می‌توان با اندازه‌گیری کل انرژی ورودی و سرمایش تحویل داده شده در طی چند چرخه کامل، با مخزن در همان حالت شارژ در ابتدا و انتهای آزمایش، اندازه‌گیری کرد [۱۵۱-۱۵۲].

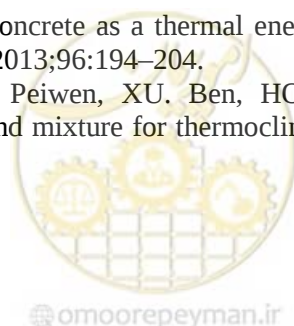
۸-۱۲- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این فصل از ضابطه ذخیره‌سازهای یخ معرفی و بررسی شدند. مباحثی که در این فصل به آنها پرداخته شد شامل آشنایی با ذخیره‌ساز یخ، مشخصات کلی این سیستم، نکات فنی مرتبط با سیستم‌های تبرید مربوطه، نکات فنی مرتبط با مخازن ذخیره‌سازی، کنترل و ابزار دقیق در سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ، استراتژی‌های بهره‌برداری و کنترل در این سیستم‌ها، اجزاء واسط سیستم ذخیره‌ساز یخ با سیستم‌های ساختمانی، اندازه و ابعاد در سیستم‌های ذخیره‌ساز یخ، مشخصات شارژ و دشارژ، تعمیر و نگهداری و در نهایت راه‌اندازی سیستم‌های مذکور بود.

مراجع



- [1] P. Li, J. Van Lew, W. Karaki, C. Chan, J. Stephens, J.E. O'Brien, "Transient heat transfer and energy transport in packed bed thermal storage systems," In: dos Santos Bernardes MA, editor. Developments in heat transfer. InTech; 2011. ISBN: 978-953-307-569-3 [chapter 20, First published, August].
- [2] P. W. Li, C. L. Chan, "Thermal energy storage analyses and designs," ELSEVIER, 2017.
- [3] J. tekli, L. Irwin, R. Pitchuccmani, "Technical challenges and opportunities for concentrating solar power with thermal energy storage," ASME J Therm Sci Eng Appl 2013.
- [4] Copeland RJ. US patent #4523629A. June 18, 1985.
- [5] J.E. Pacheco, SK. Showalter, WJ. Kolb, "Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants," J Sol Energy Eng 2002;124(2):153–9.
- [6] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, et al, "Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field," J Sol Energy Eng 2003;125(2):170–6.
- [7] D. Brosseau, JW. Kelton, D. Ray, M. Edgar, K. Chrisman, B. Emms, "Testing of thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems in parabolic trough power plants," J Sol Energy Eng 2005;127(1):109–16.
- [8] BX. Han, P. Li, A. Kumar, Y. Yang, "Experimental study of a novel thermal storage system using sands with high-conductive fluids occupying the pores," In: IMECE 2014-38999, proceedings, ASME 2014 international mechanical engineering congress & exposition, Montreal, Quebec, Canada, November 14–20; 2014.
- [9] MM. Valmiki, W. Karaki, P. Li, J. Van Lew, C. Chan, J. Stephens, "Experimental investigation of thermal storage processes in a thermocline tank," J Solar Energy Eng 2012;134:041003.
- [10] R. Gabbrielli, C. Zamparelli, "Optimal design of a molten salt thermal storage tank for parabolic trough solar power plants," J Solar Energy Eng 2009;131:041001.
- [11] Z. Yang, SV. Garimella, "Molten-salt thermal energy storage in thermocline under different environmental boundary conditions," Appl Energy 2010;87(11):3322e9.
- [12] B. Xu, P. Li, C. Chan, "Application of phase change materials for thermal energy storage in concentrated solar thermal power plants: a review to recent developments," Appl Energy 2015;160:286–307.
- [13] T. Nomura, C. Zhu, N. Sheng, G. Saito, T. Akiyama, "Microencapsulation of metal-based phase change material for high-temperature thermal energy storage," Sci Rep 2015;5:9117. <http://dx.doi.org/10.1038/srep09117>.
- [14] CY. Zhao, GH. Zhang, "Review on microencapsulated phase change materials (MEPCMs): fabrication, characterization and applications," Renew Sust Energ Rev 2011;15(8):3813–32.
- [15] PA. Galione, CD. Perez-Segarra, I. Rodri'guez, O. Lehmkuhl, J. Rigola, "A new thermocline-PCM thermal storage concept for CSP plants, Numerical analysis and perspectives," Energy Procedia 2014;49:790–9.
- [16] E. Tumilowicz, CL. Chan, P. Li, B. Xu, "An enthalpy formulation for thermocline with encapsulated PCM thermal storage and benchmark solution using the method of characteristics," Int J Heat Mass Transf 2014;79:362–77.
- [17] N. Nallusamy, S. Sampath, R. Velraj, "Experimental investigation on a combined sensible and latent heat storage system integrated with constant/varying (solar) heat sources," Renew Energy 2007;32:1206–27.
- [18] M. Wu, M. Li, C. Xu, YL. He, WQ. Tao, "The impact of concrete structure on the thermal performance of the dual-media thermocline thermal storage tank using concrete as the solid medium," Appl Energy 2014;113:1363–71.
- [19] E. John, M. Hale, P. Selvam, "Concrete as a thermal energy storage medium for thermocline solar energy storage systems," Sol Energy 2013;96:194–204.
- [20] Y. Yongping, H. Jingxiao, LI. Peiwen, XU. Ben, HOU. Hongjuan, "Thermal energy storage characteristics of synthetic oil and sand mixture for thermocline single tank," Proc CSEE 2015;35(3) [in Chinese].

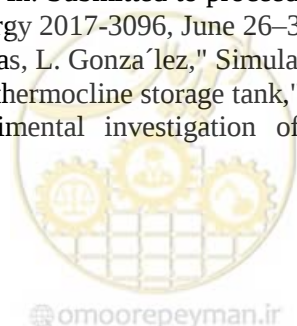


- [21] D. Laing, T. Bauer, W.D. Steinmann, D. Lehmann, "Advanced high temperature latent heat storage system—design and test results," In: Proceedings of the 11th international conference on thermal energy storage—Effstock, June; 2009. p. 14–7.
- [22] S. Tescaria, G. Lantin, M. Lange, S. Breuer, C. Agrafiotis, M. Roeb, et al, "Numerical model to design a thermochemical storage system for solar power plant," *Energy Procedia* 2015;75:2137–43.
- [23] S. Tescari, C. Agrafiotis, S. Breuer, L. de Oliveira, M. Puttkamer, M. Roeb, et al, "Thermochemical solar energy storage via redox oxides: materials and reactor/heat exchanger concepts," *Energy Procedia* 2014;49:1034–43.
- [24] P. Pardo, Z. Anxionnaz-Minvielle, S. Rouge, P. Cognet, M. Cabassud, "Ca(OH)₂/CaO reversible reaction in a fluidized bed reactor for thermochemical heat storage," *SolEnergy* 2014;107:605–16.
- [25] S. Abanades, G. Flamant, "Thermochemical hydrogen production from a two-step solar driven water-splitting cycle based on cerium oxides," *Sol Energy* 2006;80(12):1611–23.
- [26] A. Fletcher, "Solar thermal processing: a review," *J Sol Energy Eng* 2001;123:63–74.
- [27] J. Stekli, L. Irwin, R. Pitchumani, "Technical challenges and opportunities for concentrating solar power with thermal energy storage," *ASME J Therm Sci Eng Appl* 2013;5:021011-1.
- [28] XCEL THERM[®]. 600 Engineering properties. Radco Industries. <http://www.radcoind.com/>; 2016 [accessed 11.11.16].
- [29] S. Canada, D.A. Brosseau, H. Price, "Design and construction of the APS 1MW parabolic trough power plant," In: ASME conference proceedings; 2006. p. 91–8.
- [30] M.M. Valmiki, P. Li, J. Heyer, M. Morgan, A. Albinali, K. Alhamidi, et al, "A novel application of a Fresnel lens for a solar stove and solar heating," *Renew Energy* 2011;36(5): 1614–20.
- [31] C. Lang, B. Lee, "Heat transfer fluid life time analysis of diphenyl oxide/biphenyl grades for concentrated solar power plants," *International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014. Energy Procedia* 2015;69: 672–80.
- [32] Therminol VP-1. <http://www.solutia.com>. [accessed 28.2015].
- [33] M.S. Sohal, M.A. Ebner, P. Sabharwal, P. Sharpe, "Engineering database of liquid salt thermophysical and thermochemical properties," Report # INL/EXT-10-18297, Idaho Falls, ID: Idaho National Laboratory; 2010.
- [34] R.W. Bradshaw, N.P. Siegel, "Molten nitrate salt development for thermal energy storage in parabolic trough solar power systems," In: Proceedings of ES2008, energy sustainability 2008, August, 10–14, Jacksonville, FL; 2008. p. 1–7.
- [35] A. Baraka, A.I. Abdel-Rohman, A. El Hosary, "Corrosion of mild steel in molten sodium nitrate-potassium nitrate eutectic," *Br Corros J* 1976;11(1):43–6.
- [36] R. Serrano-Lo'pez, J. Fradera, S. Cuesta-Lo'pez, "Molten salts database for energy applications," *Chem Eng Process* 2013;73:87–102.
- [37] P. Li, E. Molina, K. Wang, X. Xu, G. Dehghani, A. Kohli, et al, "Thermal and transport properties of NaCl–KCl–ZnCl₂ eutectic salts for new generation high-temperature heat-transfer fluids," *J Sol Energy Eng* 2016;138:054501.
- [38] Thermophysical and Electric Properties. Chapter 2, Handbook on Lead-bismuth Eutectic Alloy and Lead Properties, Materials Compatibility, Thermal-hydraulics and Technologies. Boulogne-Billancourt: OECD Nuclear Energy Agency (NEA).
- [39] Low Prandtl number thermal-hydraulics. Chapter 10, Handbook on Lead-bismuth Eutectic Alloy and Lead Properties, Materials Compatibility, Thermal-hydraulics and Technologies. Boulogne-Billancourt: OECD Nuclear Energy Agency (NEA). p. 48–57.
- [40] N. Boerema, G. Morriso, R. Taylor, G. Rosengarten, "Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems," *Sol Energy* 2012;86 (9):2293–305.
- [41] J. Pacio, C. Singer, T. Wetzel, R. Uhlig, "Thermodynamic evaluation of liquid metals as heat transfer fluids in concentrated solar power plants," *Appl Therm Eng* 2013; 60(1–2):295–302.
- [42] J. Pacio, T. Wetzel, "Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems," *Sol Energy* 2013;93:11–22.

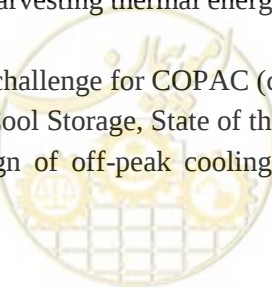
- [43]LX. Sang, M. Cai, N. Ren, Y. Wu," Study on modification of ternary carbonates with additives," Energy Procedia 2015;69:1023–8.
- [44]Y-t, Wu, N. Ren, T. Wang, C-f. Ma," Experimental study on optimized composition of mixed carbonate salt for sensible heat storage in solar thermal power plant," Sol Energy 2011;85:1957–66.
- [45]A. Bejan," Entropy generation minimization—The method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes," Boca Raton, FL: CRC Press; 1995.
- [46]A. Bejan," Advanced engineering thermodynamics," 3rd ed. Hoboken, NJ: Wiley; 2006.
- [47]FP. Incropera, D. DeWitt," Introduction to heat transfer," 4th ed. New York, NY: Wiley; 2002.
- [48]V. Gnielinski, Int Chem Eng 1976;16:359.
- [49]W. Kays, M. Crawford," Convective heat and mass transfer," New York, NY: McGraw-Hill; 1980.
- [50]B. Petukhov, T. Irvine, J. Hartnett, editors," Advances in heat transfer," 6:New York, NY: Academic Press; 1970.
- [51]R. Notter, C. Sleicher," A Solution to the turbulent graetz-problem III fully developed and entrance region heat transfer rates," Chem Eng Sci 1972;27:2073–93.
- [52]R. Hamilton, O. Crosser," Thermal conductivity of heterogeneous two component systems," Ind Eng Chem Fundam 1962;1(3):187–91.
- [53]E. Gonzo," Estimating correlations for the effective thermal conductivity of granular materials," J Chem Eng 2002;90:299–302.
- [54]A. Hoshi, D. Mills, A. Bittar, T. Saitoh," Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR," Sol Energy 2005;79:332–9.
- [55]I. Dincer, M. Rosen," Thermal energy storage, systems and applications," Chichester: John Wiley & Sons; 2002.
- [56]G. Lane," Low temperature heat storage with phase change materials," Int J Ambient Energy 1980;1:155–68.
- [57]S. Pincemin, R. Olives, X. Py, M. Christ," Highly conductive composites made of phase change materials and graphite for thermal storage," Sol Energy Mater Sol Cells 2008;92:603–13.
- [58]D. Farkas, C. Birchenall," New eutectic alloys and their heats of transformation," Metall Trans A 1985;16A:324–8.
- [59]B. Zalba, J. Mari'n, L. Cabeza, H. Mehling," Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications," Appl Therm Eng 2003;23(3):251–83.
- [60]L. Marianowski, H. Maru," Latent heat thermal energy storage systems above 450°C," In: Proceedings of 12th intersociety energy conversion engineering conference; 1977. p. 555–66.
- [61]H. Maru, J. Dullea, A. Kardas, L. Paul, L. Marianowski, E. Ong, et al," Molten salts energy storage systems," Final Report, Chicago, IL: Institute of Gas Technology; 1978.
- [62]F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, M. Smyth," A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)," Renew Sust Energ Rev 2010;14(2):615–28.
- [63]C. Birchenall, A. Riechman," Heat storage in eutectic alloys," Metall Trans A 1980;11A (8):1415–20.
- [64]Z. Gong, A. Mujumdar," Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell and tube latent heat energy storage exchanger," Appl Therm Eng 1997;17(4):583–91.
- [65]Pilkington Solar International," Survey of thermal storage for parabolic trough power plants," 2002, Report NREL1EC24.
- [66]C. Veerakumar, A. Sreekumar," Phase change material based cold thermal energy storage: materials, techniques and applications—a review," Int J Refrig 2016;67:271–89.
- [67]Hitec®. Heat transfer salt. Document issues by Coastal Chemical Co., L.L.C.
- [68]F. Motte, S. Bugler-Lamb, Q. Falcoz, X. Py," Numerical study of a structured thermocline storage tank using vitrified waste as filler material," Energy Procedia 2014;49: 935–44.
- [69]J. Van Lew, P. Li, C. Chan, W. Karaki, J. Stephens," Transient heat delivery and storage process in a thermocline heat storage system, IMECE2009-11701," In: Proceedings of the ASME 2009 international mechanical congress and exposition, November 13– 19, Lake Buena Vista, Florida, USA; 2009.

- [70] B. Xu, P. Li, C. Chan, "Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application," *Sol Energy* 2012;86(6):1709–24.
- [71] J. Conway, N. Sloane, "Sphere packings, lattices and groups," 3rd ed. New York: Springer; 1998. ISBN 0-387-98585-9.
- [72] T. Hales, "Historical overview of the Kepler conjecture, discrete & computational geometry," *Int J Math Comput Sci* 2006;36(1):5–20.
- [73] G. Nellis, S. Klein, "Heat transfer," New York: Cambridge University Press; 2009.
- [74] A. Bradshaw, A. Johnson, N. McLachlan, Y. Chiu, "Heat transfer between air and nitrogen and packed beds of non-reacting solids," *Trans Instn Chem Eng* 1970;48: T77–84.
- [75] C. Jefferson, "Prediction of breakthrough curves in packed beds: 1. applicability of single parameter models," *Am Inst Chem Eng* 1972;18(2):409–16.
- [76] H. Hausen, "Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom," 2nd ed. Berlin: Springer-Verlag; 1976.
- [77] F. Schmidt, A. Willmott, "Thermal energy storage and regeneration," New York, NY: McGraw-Hill Book Company; 1981.
- [78] P. Razelos, A. Lazaridis, "A lumped heat-transfer coefficient for periodically heated hollow cylinders," *Int J Heat Mass Transf* 1967;10:1373–87.
- [79] P. Hughes, S. Klein, D. Close, "Packed bed thermal storage models for solar air heating and cooling systems," *ASME J Heat Transf* 1976;98(2):336–8.
- [80] S. Mumma, W. Marvin, "A method of simulating the performance of a pebble bed thermal energy storage and recovery system," ASME Paper No. 76-HT-73, In: ASME/ICHE heat transfer conf., St. Louis, Missouri; 1976.
- [81] M. Ozisik, "Heat Conduction," 2nd ed. New York: Wiley-Interscience; 1993, ISBN 0471532568.
- [82] S. Kakac, "Heat conduction," 3rd ed. Washington, DC: Taylor and Francis; 1993.
- [83] T. Schumann, "Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism," *J Frankl Inst* 1929;208(3):405–16.
- [84] A. Shitzer, M. Levy, "Transient behavior of a rock-bed thermal storage system subjected to variable inlet air temperatures: analysis and experimentation," *J Sol Energy Eng* 1983;105(2):200–6.
- [85] A. McMahan, "Design and optimization of organic Rankine cycle solar-thermal power plants [Master's thesis], "Madison, WI: University of Wisconsin; 2006.
- [86] D. Beasley, J. Clark, "Transient response of a packed bed for thermal energy storage," *Int J Heat Mass Transf* 1984;27(9):1659–69.
- [87] O. Zarty, A. Juddaimi, "Computational models of a rock-bed thermal storage unit," *Sol Wind Technol* 1987;2(4):215–8.
- [88] A. McMahan, S. Klein, D. Reindl, "A finite-time thermodynamic framework for optimizing solar-thermal power plants," *J Sol Energy Eng* 2007;129(4):355–62.
- [89] G. Kolb, V. Hassani, "Performance analysis of thermocline energy storage proposed for the 1 mw saguaro solar trough plant," *ASME Conf Proc* 2006;2006(47454):1–5.
- [90] J. Van Lew, P. Li, C. Chan, W. Karaki, J. Stephens, "Analysis of heat storage and delivery of a thermocline tank having solid filler material," *J Sol Energy Eng* 2011;133:021003.
- [91] R. Courant, D. Hilbert, "Methods of mathematical physics," vol. 2. New York: Wiley- Interscience; 1962.
- [92] A. Polyanin, "Handbook of linear partial differential equations for engineers and scientists," Boca Raton: Chapman & Hall/CRC Press; 2002, ISBN 1-58488-299-9.
- [93] J. Ferziger, "Numerical methods for engineering applications," New York: Wiley-Interscience; 1998.
- [94] W. Karaki, J. Van Lew, P. Li, C. Chan, J. Stephens, "Heat transfer in thermocline storage system with filler materials: analytical model," In: Proceedings of the ASME 2010 4th international conference on energy sustainability, ES2010-90209, May 17– 22, Phoenix, Arizona, USA; 2010.
- [95] P. Verma, Varun, S. Singal, "Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material," *Renew Sust Energ Rev* 2008;12:999–1031.

- [96]F. Tan, S. Hosseinizadeh, J. Khodadadi, F. Liwu, "Experimental and computational study of constrained melting of phase change materials (PCM) inside a spherical capsule," *Int J Heat Mass Transf* 2009;52(15):3464–72.
- [97]W. Zhao, A. Elmozughi, A. Oztekien, S. Neti, "Heat transfer analysis of encapsulated phase change material for thermal energy storage," *Int J Heat Mass Transf* 2013;63:323–35.
- [98]A. Regin, S. Solanki, "An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using pcm capsules: numerical investigation," *Renew Energy* 2009;34:1765–73.
- [99]S. Wu, G. Fang, X. Liu, "Dynamic discharging characteristics simulation on solar heat storage system with spherical capsules using paraffin as heat storage material," *Renew Energy* 2011;36:1190–5.
- [100]K. Nithyanandam, R. Pitchumani, "Thermal energy storage with heat transfer augmentation using thermosyphons," *Int J Heat Mass Transf* 2013;67:281–94.
- [101]K. Nithyanandam, R. Pitchumani, "Computational studies on a latent thermal energy storage system with integral heat pipes for concentrating solar power," *Appl Energy* 2013;103:400–15.
- [102]A. Archibold, M. Rahman, D. Goswami, E. Stefanakos, "Parametric investigation of the melting and solidification process in an encapsulated spherical container," In: *Proceedings of the ASME 2012 6th international conference on energy sustainability*. July 23–26, San Diego, CA, USA; 2012.
- [103]N. Vyshak, G. Jilani, "Numerical analysis of latent heat thermal energy storage system," *Energy Convers Manag* 2007;48(7):2161–8.
- [104]M. Becker, "Comparison of heat transfer fluid for use in solar thermal power stations," *Electr Power Syst Res* 1980;3:139–50.
- [105]P. Li, B. Xu, J. Han, Y. Yang, "Verification of a model of thermal storage incorporated with an extended lumped capacitance method for various solid-fluid structural combinations," *Sol Energy* 2014;105:71–81.
- [106]P. Li, J. Van Lew, C. Chan, W. Karaki, J. Stephens, J. O'Brien, "Similarity and generalized analysis of efficiencies of thermal energy storage systems," *Renew Energy* 2012;39:388–402.
- [107]A. Modi, C. Perez-Segarra, "Thermocline thermal storage systems for concentrated solar power plants: One-dimensional numerical model and comparative analysis," *Sol Energy* 2014;100:84–93.
- [108]Z. Yang, V. Garimella Suresh, "Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline," *Sol Energy* 2010;84:974–85.
- [109]S. Flueckiger, Z. Yang, S. Garimella, "An Integrated thermal and mechanical investigation of molten-salt thermocline energy storage," *Appl Energy* 2011;88:2098–105.
- [110]C. Xu, Z. Wang, Y. He, X. Li, F. Bai, "Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system," *Appl Energy* 2012;92:65–75.
- [111]P. Li, J. Van Lew, W. Karaki, C. Chan, J. Stephens, Q. Wang, "Generalized charts of energy storage effectiveness for thermocline heat storage tank design and calibration," *Sol Energy* 2011;83:2130–43.
- [112]B. Xu, P. Li, C. Chan, "Energy storage start-up strategies for concentrated solar power plants with a dual-media thermal storage system," *ASME J Sol Energy Eng* 2015;137:051002 [12 pages].
- [113]B. Xu, P. Li, C. Chan, E. Tumilowicz, "General volume sizing strategy for thermal storage system using phase change material for concentrated solar thermal power plant," *Appl Energy* 2015;140:256–68.
- [114]F. Dinter, M. Geyer, R. Tamme, "Thermal energy storage for commercial applications: a feasibility study on economic storage systems," *Berlin Heidelberg: Springer-Verlag*; 1991.
- [115]B. Xu, Y. Zhao, H. Chirino, P. Li, "Parametric study of cascade latent heat thermal storage system for concentrating solar power plants," In: *Submitted to proceedings of the ASME 2017 power and energy conference and exhibition, power energy 2017-3096*, June 26–30, Charlotte, NC; 2017.
- [116]M. Biencinto, R. Bayo'n, E. Rojas, L. Gonza'lez, "Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank," *Sol Energy* 2014;103:456–72.
- [117]B. Vincenc, S. Uros, "Experimental investigation of PCM cold storage," *Energ Buildings* 2009;41:354–9.



- [118]C. Li, P. Li, K. Wang, E. Molina," Survey of properties of key single and mixture halide salts for potential application as high temperature heat transfer fluids for concentrated solar thermal power systems," AIMS Energy 2014;2(2):133–57.
- [119]L. Yuanyuan, X. Xiankun, W. Xiaoxin, L. Peiwen, H. Qing, X. Bo," Survey and evaluation of equations for thermophysical properties of binary/ternary eutectic salts from NaCl, KCl, MgCl₂, CaCl₂, ZnCl₂ for heat transfer and thermal storage fluids in CSP," Solar Energy 2017; <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.019>.
- [120]<http://www.radcoind.com/wp-content/uploads/SDS-XCA.pdf>.
- [121]<http://www.americasinternational.com/msds/eastman/Therminol%20VP1.pdf>.
- [122]<https://www.sciencelab.com/msds.php?msdsId=9927232>.
- [123]http://www.ilo.org/safework/info/publications/WCMS_113134/lang-en/index.htm.
- [124]D. Bozsaky," The historical development of thermal insulation materials," Period Polytech Archit 2010;42(2):49–56.
- [125]M. Al-Homoud," Performance characteristics and practical applications of common building thermal insulation materials," Build Environ 2005;40:353–66.
- [126]A. Papadopoulos," State of the art in thermal insulation materials and aims for future developments," Energy Build 2005;37:77–86.
- [127]B. Jelle," Traditional, state-of-the-art and future thermal building insulation materials and solutions—properties, requirements and possibilities," Energ Buildings 2011;43:2549–63.
- [128]F. Schwertfeger, D. Frank, M. Schmidt," Hydrophobic waterglass based aerogels without solvent exchange or supercritical drying," J Non-Cryst Solids 1998;225:24–9.
- [129]D. Bozsaky," Special thermal insulation methods of building constructions with nanomaterials," Acta Tech Jaur 2016;9(1):29–41.
- [130]D. Arnold," Laboratory performance of an encapsulated-ice store," ASHRAE Transactions 97(2): 1170—78, 1991.
- [131]D. Arnold," Heat transfer characteristics of ice capsules for encapsulated cool storage systems," ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings 3:335—41, 1991.
- [132]ASHRAE. 2014. ANSI/ASHRAE Standard 150, Method of testing the performance of cool stor-age systems. Atlanta: ASHRAE.
- [133]ASHRAE. 2016. ASHRAE Handbook—HVAC systems and equipment. Atlanta: ASHRAE.
- [134]J. Denkmann," Cool storage retrofit of rooftop units and direct expansion systems," ASHRAE Transactions 96(1): 1067-79, 1990.
- [135]D. Fenton, L. Basgall and W. Brembry," Thermal energy storage for emergency cooling," ASHRAE Research Project RP-1387, Final Report, 2011.
- [136]D. Gatley," Cool storage ethylene glycol design guide," EPRI TR-100945, September. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute, 1992.
- [137]J. Harmon and H. Yu," Centrifugal chillers and glycol ice thermal storage units," ASHRAE Journal (December):25-31, 1991.
- [138]R. Keeler," Scrap DX for CW with ice storage," Heating/Piping/Air Conditioning (August):59-62, 1990.
- [139]D. Knebel,," Optimal control of ice harvesting thermal energy storage systems," AICE Pro-ceedings 209-214, 1990.
- [140]C. MacCracken," Rooftops: The big challenge for COPAC (commercial off- peak air conditioning)," EPRI Seminar Proceedings: Commercial Cool Storage, State of the Art, EM- 5454-SR, October, 1987.
- [141]E. Mackie and W. Richards," Design of off-peak cooling systems," Professional Devel-opment Seminar. Atlanta: ASHRAE, 1992.



- [142]K. Michols," Design guide for reinforced concrete chilled water and ice storage tanks," Turbo Refrigerating Co, 1985.
- [143]O. Nussbaum," Using glycol in a closed-circuit system," Heating/Piping /Air Conditioning (January):75-85, 1990.
- [144]D. Pandya," Retrofit unitary cool storage system," Heating/Piping/Air Conditioning (July):35-7, 1990.
- [145]S. Silver, J. Jones, J. Peterson and B. Hunn," CBS/ICE: A computer program for simulation of ice storage systems," ASHRAE Transactions 95(1): 1206-13. Reprinted in ASHRAE Technical Data Bulletin, 5(4):35-42, 1989.
- [146]W. Stewart, G. Gute, B. Becker and A. Misra," Development of a design procedure for thermal energy storage tanks with separate the manufacture from the storage of ice," ASHRAE 707-RP Final Report. Atlanta: ASHRAE, 1994.
- [147]W. Stewart, G. Gute, J. Chandrasekharan and C. Saunders," Modeling of the melting process of ice stores in rectangular thermal energy storage tanks with multiple ice openings," ASHRAE Transactions 101(1):56—65, 1995.
- [148]W. Stewart, G. Gute, C. Saunders and L. Stickler," ICEPAK—Modeling the ice-filling and ice-melting processes of thermal energy storage tanks," www.osti.gov/biblio/87480, 1995.
- [149]T. Stovall," CALMAC ice storage test report," ORNL/TM-11582, August. Oak Ridge, TN: Oak Ridge National Laboratory, 1991.
- [150]T. Stovall," Baltimore Aircoil Company (BAC) ice storage test report," ORNL/TM- 11342, March. Oak Ridge, TN: Oak Ridge National Laboratory, 1991.
- [151]A. Van Asselt, D. Reindl, G. Nellis and S. Klein," Design and utilization of thermal energy storage to increase the ability of power systems to support renewable energy resources," ASHRAE 1607-RP Final Report. Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin Madison, 2017.
- [152]R. Willis and B. Parsonnet," Energy efficient TES designs for commercial DX systems," ASHRAE Transactions 116(1): 147—56, 2010.



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

Fourth Part: Principles of Design, Fabrication and Operation of Thermal Storage Devices

[No. 840-4]

Implementation Niroo research institute

Project Manager Omid Shahhosseini M.Sc. of Electrical Eng.

Authors & Contributors Committee:

Saeed Mahmoodi Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng.

Nasim Akbari Kafshgari Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Omid Shahhosseini Niroo research institute M.Sc. of Electrical Eng

Confirmation Committee:

Morteza Torabi Niroo research institute M.Sc. of Metallurgy Eng.

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:

Today, due to increasing air pollution, limited fossil fuels and increasing use of renewable sources, the development of storage systems in the electricity and energy industry has received much attention. Thermal energy storage is one of the technologies in the field of energy supply and demand balance, energy management, waste heat utilization and renewable energy integration. Today, most of the operational projects of thermal energy storage are related to managing the use of solar energy inside and outside the grid.

Thermal energy storage devices are classified into low temperature (less than 10 degrees), medium (between 10 to 250 degrees) and high temperature (more than 250 degrees) based on operating temperature and latent, sensible and thermochemical heat storage devices based on the storage material. Sensible heat storage is currently the most commercial thermal storage. The latent heat storage is in the early stages of commercialization and the thermochemical storage is in R&D stage. It is worth noting that thermal energy storage systems had the highest annual growth rate of operational projects (30%) compared to other storage systems except pumped storage during 2007-2020. Today, research and development on thermal energy storage materials in latent and thermochemical heat storage (solving challenges such as performance improvement, lifetime and cost reduction) and combined latent and sensible heat systems are the most important issues in the field of thermal energy storage. Research and development of end-user technologies that benefit from thermal energy storage systems and integration of storage systems with grids and residential and commercial building are also important topics in this field.

In view of the above, efforts are being made to build various types of heat storage systems and commercialize them with better specifications and performance with special focus. Predictions show that with the use of advanced materials, significant development and progress will be achieved in this field. Meanwhile, the very important role of storage devices in smart energy grids will be undeniable in the future. With the widespread use of the above equipment, this equipment will soon be used on a large scale in Iran. In addition to comprehensive research and research activities, it is obvious that one of the measures needed 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. With regard to this issue, the preparation and compilation guide of heat storage devices has been considered and addressed. The leading criterion addresses these issues in eight chapters.



**Islamic Republic of Iran
Plan and Budget Organization**

Energy Storage Guide

**Fourth Part: Principles of Design, Fabrication and Operation of
Thermal Storage Devices**

No.840-4

Last Edition: 24-07-2021

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



omoorepeyman.ir

این ضابطه با عنوان «اصول طراحی، ساخت و بکارگیری ذخیره‌سازهای حرارتی» به تفکیک دربردارنده پیکربندی و عملکرد سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، انتخاب مواد در ذخیره‌سازهای حرارتی، مدل‌های ریاضی و روش‌های عددی برای فرایندهای ذخیره‌سازی حرارتی، بررسی دماهای سیال تخلیه شده از انواع ذخیره‌ساز حرارتی، تعیین حجم مناسب مخزن در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، چالش‌های مکانیکی و ساخت سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی، انتخاب عایق در سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی و ذخیره‌سازهای یخ می‌باشد.

