

اصلاح ساختار منابع انبساط باز در سیستم های حرارت مرکزی با ملاحظات مهندسی مجدد و کمینه سازی اتلافات انرژی آن

حامد محسنیان

کارشناسی ارشد مهندسی انرژی
h.mohsenian@srbisu.ac.ir

حسین قدمیان*

عضو هیئت علمی واحد علوم و تحقیقات - گروه مهندسی انرژی
h.ghadamian@srbiau.ac.ir

علی اصغر حمیدی

عضو هیئت علمی دانشگاه تهران - گروه مهندسی شیمی
aahamidi@ut.ac.ir

محمد میرزایی

کارشناس ارشد شرکت بهینه سازی مصرف سوخت

چکیده

منبع انبساط باز، دارای کاربرد فراوانی در سیستمهای حرارت مرکزی و تهویه مطبوع می باشد که با توجه به عدم طراحی مناسب، دارای ساختاری معیوب بوده که این امر باعث بوجود آمدن تلفات حرارتی فراوان می شود. به همین منظور در این مقاله، ساختار منابع انبساط باز مورد بازنگری قرار گرفته و روی قسمت های مختلف آن، اصلاحاتی صورت گرفته است که در نهایت باعث کاهش تلفات حرارتی و انرژی شده است. در قدم اول نمونه های ساخته شده و رایج در بازار مورد بررسی قرار گرفته و معایب، مشکلات و پتانسیل های انجام کار مشخص شده اند.

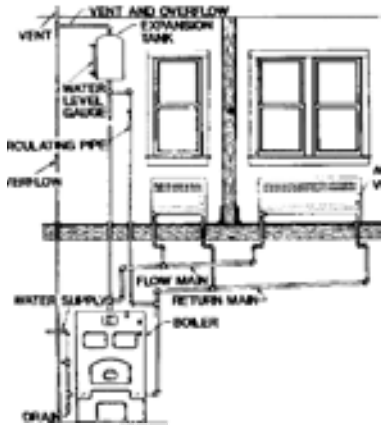
سپس سناریوهای منتخب مدلسازی شده و به کمک نرم افزار Fluent و محاسبات علمی مقایسه شده اند و سناریوی نهایی تعیین گردیده است. در ادامه مدل نمونه آزمایشگاهی ساخته شده و عملیات پایش و ممیزی انرژی روی نمونه آزمایشگاهی صورت گرفته است. در مرحله بعد، نتایج بدست آمده از ممیزی انرژی مورد بازبینی و بررسی قرار گرفته اند و خطاهای موجود حذف گردیده است. در نهایت مدل نمونه منتخب مورد ارزیابی اقتصادی قرار گرفته است. مدل نمونه نهایی شده که با نام ((منبع انبساط باز بهینه سازی شده دوقلو)) معرفی گردیده است، قادر است تا تلفات حرارتی را بین ۸۵ تا ۹۵ درصد کاهش دهد. همچنین نتایج ارزیابی های اقتصادی صورت گرفته بر روی سیستم، نشان دهنده وضعیت مطلوب و توجیه پذیری اقتصادی آن از دید بخش خصوصی می باشد.

کلمات کلیدی: منبع انبساط باز، سیستم حرارت مرکزی، بهینه سازی

انرژی، ممیزی انرژی، نرم افزار Fluent، ارزیابی اقتصادی

۱- مقدمه

امروزه استفاده گسترده ای از سیستم های حرارت مرکزی و تهویه مطبوع در ساختمانهای اداری و مسکونی می شود که در صورت عدم طراحی مناسب، دارای پتانسیل زیادی جهت اتلاف انرژی هستند. از جمله این بخشها در سیستم های حرارت مرکزی، می توان به منبع انبساط باز اشاره نمود. از منابع انبساط جهت تثبیت فشار سیستم و فراهم آوردن امکان انبساط حجمی آب در اثر افزایش دما در سیستم های بسته، استفاده می شود [۱].



شکل ۱ - جانمایی منبع انبساط باز در سیستم حرارت مرکزی

منبع انبساط باز را با توجه به نوع طراحی آن در بالاترین نقطه سیستم نصب می کنند که اغلب در پشت بامها و در فضای باز نصب می گردد. منابع انبساط متداول دارای ساختاری بسیار ساده ای می باشند و هیچگونه نگاه مهندسی و انرژی در مقوله طراحی و ساخت ینگونه از منابع انبساط صورت نگرفته است. با توجه به ساختار معیوب منابع انبساط باز که به صورت متداول در سیستم های حرارت مرکزی مورد استفاده قرار می گیرند، شرایط بسیار مناسبی جهت تبادل و انتقال حرارت از سیستم به محیط پیرامون به وجود می آید که باعث به وجود آمدن تلفات قابل ملاحظه ای از انرژی و حرارت می گردد. اگر به این مقوله با دید کلان (در یک شهر) نگاه شود، مقدار هدر روی انرژی از این مسیر مقدار قابل توجهی است.

با توجه به وضعیت موجود، سعی بر آن است تا با توجه به مشکلات، معایب و کاستی های موجود در منابع انبساط باز رایج، بتوان به طراحی جدیدی از منبع انبساط باز رسید که در نهایت، تلاشی در جهت کاهش اتلاف انرژی در منبع انبساط باشد. به همین منظور ساختار کلی منبع انبساط باز اعم از شکل و جنس بدنه منبع انبساط و مسیرهای ورود و خروج آب مورد بازنگری قرار گرفته و در صورت نیاز، در قسمت های مختلف آن، کارهای اصلاحی انجام گرفته است. در مرحله بعد با انجام محاسبات علمی و تجربی بر روی سیستم، مدل نمونه منتخب استنتاج شده است که

اشاره شده و سعی شده تا برخی از نقاط ضعف و مشکلات منابع انبساط باز مورد بررسی قرار گیرد و در نهایت راه کارهایی را برای برطرف نمودن این مشکلات ارائه نموده است که در جای خود، قابل توجه است. از مشکلات و ایرادات وارده به این پروژه می توان به ناقص بودن اطلاعات اشاره کرد.

همچنین در زمینه کاهش اتلافات حرارت، یکی از شرکت های سازنده منبع انبساط باز، با حمایت شرکت بهینه سازی مصرف سوخت کشور اقدام به ساخت منبع انبساط باز دوجداره عایقکاری شده به کمک پلی اورتان نموده است. این عمل در زمینه کاهش اتلافات انرژی، بسیار موثر بوده و به نوبه خود چشمگیر است.

در زمینه بهینه سازی در منابع انبساط باز در خارج از کشور نیز فعالیت ها و ابتکاراتی صورت گرفته که از جمله آنها، می توان به فعالیت هایی در بخش بازیافت حرارت (Heat Recovery)، تلفیق منبع انبساط و منبع دو جداره و همچنین بازیافت بخار تولید شده در قسمت فوقانی منبع انبساط باز اشاره نمود که درخور توجه می باشند. اما این نکته قابل ذکر است که فعالیت های صورت گرفته در این زمینه، نتوانسته اند به صورت کاربردی مورد ارزیابی قرار گیرند [۴].

۳- منابع انبساط باز با مدل رایج

منابع انبساط باز با مدل رایج، به طور گسترده در سیستم های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می گیرند. ساختار ساده و قیمت پایین این نوع از منابع انبساط باز، باعث رواج آنها شده است. منبع انبساط باز در اشکال مختلفی همچون استوانه ای و مکعبی ساخته می شود و جنس آن غالباً از فلزاتی همچون آهن سیاه، آهن با روکش گالوانیزه، آلومینیوم، و موادی مانند فایبرگلاس می باشد.

۳-۱- معایب کلی منابع انبساط باز با مدل های رایج

با توجه به مطالب ارائه شده در مباحث قبلی، می توان به یک جمع بندی کلی در مورد اشکالات و معایب موجود در ساختار کلی منابع انبساط باز با مدل های رایج، دست یافت. این معایب عبارتند از:

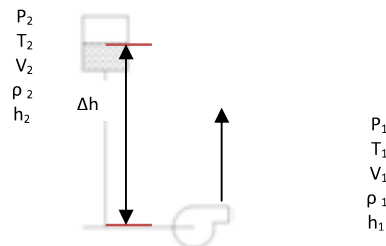
۱-۱-۱ اتلافات حرارت و انرژی بسیار زیاد

باتوجه به سادگی بیش از حد ساختار کلی منابع انبساط باز با مدل های رایج، و همچنین عدم استفاده از عایقهای حرارتی با جنس و ضخامت مناسب در بعضی از مدلها، تلافات و هدرروی حرارتی و انرژی بشتد بالاست. به جرأت می توان این مشکل را، مهمترین و اساسی ترین عیب و مشکل موجود در ساختار کلی منابع انبساط با مدل های رایج، دانست.

مصرف انرژی این مدل نمونه، به کمترین حالت ممکن رسیده است. در ادامه با مقایسه بین منبع انبساط جدید طراحی شده و نوع متداول فعلی آن، از طریق مدلسازی و بررسی ساختاری به کمک نرم افزارهایی همچون Fluent، حل معادلات تجربی و در نهایت ساخت مدل واقعی و انجام عملیات ممیزی انرژی و تحلیل اطلاعات در دو مدل مورد بحث، کارایی منبع انبساط بهینه شده را در کاهش اتلاف انرژی به اثبات رسیده است. قدم آخر در این مقاله پژوهشی، بررسی و تحلیل اقتصادی منبع انبساط با مدل نمونه و مقایسه اقتصادی آن با مدل رایج، از نظر میزان کاهش هزینه ها و توجیه پذیری اقتصادی استفاده از آن می باشد.

۲- مروری بر ادبیات

پدیده ترموسیفون، پدیده انتقال سیال به صورت عمودی می باشد که در اثر اختلاف دما سیال در قسمت پایین و بالای لوله باعث اختلاف در جرم مخصوص سیال در دو ناحیه شده که در نتیجه آن باعث انتقال سیال به صورت عمودی و به سمت بالا می گردد. در سیستم هایی که با پدیده ترموسیفون کار می کنند احتیاجی به نصب پمپ در سیستم گردش (circulation) نیست. از پدیده ترموسیفون در لوله رفت منبع انبساط باز استفاده می گردد. در واقع اختلاف فشار بین بالا و پایین لوله باعث گردش طبیعی جریان در لوله می گردد. جریان در سیستم، به صورت آرام (laminar) می باشد [۲].



شکل ۲- پدیده ترموسیفون در سیستم حرارت مرکزی

با کمک رابطه برنولی و با فرض شرایط آرام و ثابت، می توان سرعت جریان، و در نتیجه آن، دبی جریان را محاسبه نمود [۳].

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2g} + H_1 = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2g} + H_2 \quad (1)$$

با توجه به پتانسیل های موجود در زمینه کاهش اتلاف انرژی در منبع انبساط، کارهای مختلفی در داخل و خارج کشور انجام شده است که هر کدام به نوبه خود دارای نقاط قوت و ضعف هایی هستند.

با توجه به اهمیت موضوع، شرکت بهینه سازی مصرف سوخت کشور اقدام به انجام تحقیقاتی در این زمینه کرده است که در نهایت، اطلاعات جمع آوری شده در این زمینه را به صورت پروژه ای تحقیقاتی به چاپ رسانده است. در این پروژه به انواع منابع انبساط باز تولید شده در داخل کشور

داخل منبع، ورودی‌ها و خروجی‌های منبع، و همچنین مقدار اتلاف حرارت و انرژی حاصل از تبادل حرارت دیواره با محیط پیرامون مورد بررسی دقیق قرار گرفته است. در هر مرحله از بررسی، سعی شده تا سناریوها و مدل‌های نمونه به صورت گام به گام، مورد بهبود قرار گیرند و در نهایت بتوان مدل نمونه نهایی که مشکلات و معایب موجود در کلیه مدل‌های قبلی، در آن برطرف گردیده است را استنتاج نمود.

۳-۲-۱-۲ مدل‌سازی منبع انبساط باز استوانه‌ای با مدل رایج

در این مقاله، محاسبات و بررسی‌های انجام گرفته بر روی مدل‌های گوناگون، تماماً به کمک نرم افزار FLUENT صورت گرفته است که این محاسبات شامل: بررسی جریان در داخل منبع انبساط، بررسی سرعت جریان در نقاط مختلف منبع، بررسی دمای سیال در تمامی نقاط منبع، بررسی دمای بدنه مخزن در نقاط مختلف و در نهایت میزان تبادل حرارتی منبع انبساط با محیط اطراف خود و به تبع آن محاسبه میزان اتلاف حرارت (Heat Loss) می‌باشد. جریان ورودی به منبع انبساط کاملاً آرام (Laminar) بوده و دارای عدد رینولدزی برابر ۷۲۰ می‌باشد ($Re=720$). به همین منظور از Solver جریان آرام (Laminar) استفاده شده است. دمای فرض شده برای سیال ورودی، ۸۲ درجه سانتیگراد می‌باشد که در نتیجه آن، $(\rho=971 \text{ Kg/m}^3)$ در نظر گرفته شده است.

جهت تنظیم شرایط مرزی در دیواره‌ها، وضعیت حرارتی بین دیواره‌ها و محیط (Thermal Condition) در حالت Convection قرار داده شده و ضریب انتقال حرارت، با توجه به محاسبات انجام شده برای بدنه اصلی منبع انبساط و سطوح فوقانی و تحتانی تنظیم شده است. درجه حرارت محیط (Free Stream Temperature) روی 291.15 k تنظیم گشته و مقدار جریان ورودی (Mass Flow Inlet) به حجم کنترل، 0.0478 (Kg/s) در نظر گرفته شده است.

روشهای گسسته‌سازی استفاده شده در این مسئله، First Order Upwind و Second Order Upwind می‌باشد. در ابتدای حل مسئله از روش First Order Upwind یا آپ ویند مرتبه اول استفاده شده چرا که دارای سرعت نسبتاً خوبی در همگرایی (Converge) است. ولی به علت اینکه دارای دقت بالایی نیست، در ادامه مسئله از روش Second Order Upwind یا آپ ویند مرتبه دو استفاده شده است.



شکل ۵- نمای کلی



شکل ۳- اتلافات حرارتی منبع انبساط باز استوانه در فصل زمستان

۳-۱-۲-۲ جانمایی نامناسب شناور آب و سر ریز کردن آب از منبع

انبساط

در اثر جانمایی اشتباه شناور آب (floater) در سیستم، منبع انبساط در تمامی فصول گرم و سرد سال پر از آب بوده و جایی برای اضافه حجم آب حاصل از انبساط حجمی آب در سیستم حرارت مرکزی، وجود ندارد. و منبع قادر به ذخیره سازی و نگهداری اضافه حجم آب نیست در واقع، آب بجای ذخیره شدن در داخل منبع انبساط، شروع به سرریز کردن از داخل منبع انبساط می‌کند.

۳-۱-۳ یخ زدگی آب داخل منبع انبساط

در فصول سرد سال، در اثر سرمای محیط و عایق نبودن سطح خارجی منبع انبساط باز با محیط پیرامون، آب داخل منبع انبساط یخ می‌بندد که باعث به وجود آمدن اختلال در کل سیستم حرارت مرکزی می‌گردد.

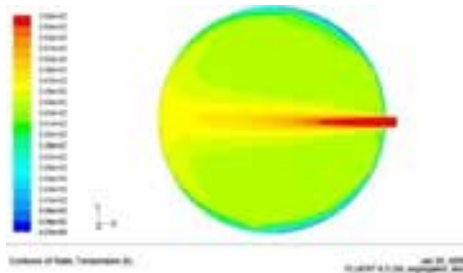


شکل ۴- منبع انبساط باز مکعبی که دچار یخ زدگی شده است

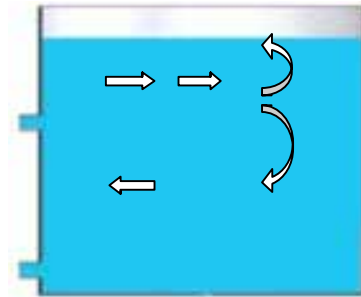
۳-۲-۲ مدل‌سازی و مقایسه انرژی‌تیک مدل‌های مختلف منبع انبساط

به منظور پیدا کردن مدل نمونه نهایی، ابتدا مدل‌های موجود و رایج را به کمک نرم افزار Gambit مدل‌سازی کرده و سپس تمامی مدل‌ها به کمک نرم افزار Fluent در شرایط یکسان، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. با توجه به نتایج بدست آمده از نرم افزار Fluent و همچنین مدنظر قرار دادن مشکلات و معایبی که در بررسی‌های انجام گرفته بر روی مدل‌های رایج مشاهده گردید، شروع به خلق سناریوهای گوناگون گردیده است. مبنای تغییرات در مدل‌ها، تغییر در شکل و سطح مقطع منبع انبساط و همچنین تغییر در موقعیت و شکل مسیرهای ورودی و خروجی به منبع انبساط می‌باشد. در هر سناریو جدید، مقادیر تغییرات دما و سرعت جریان آب در

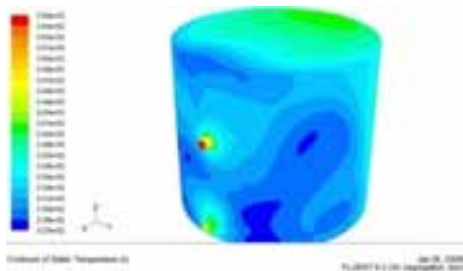
نماهای مختلف از کانتورهای سرعت و دما که به کمک نرم افزار Fluent محاسبه گردیده در اشکال (۱۱) تا (۱۸) ارائه گردیده است. همانطور که از اشکال پیداست، سیال براحتی در تمامی نقاط منبع بدون هیچ قید و بندی حرکت کرده که این امر به خودی خود باعث افزایش میزان انتقال حرارت با محیط اطراف خواهد شد.



شکل ۱۰- کانتور دما - نمای سطح مقطع در ناحیه ورودی



شکل ۶- گردش آب در منبع انبساط باز مدل رایج



شکل ۱۱- کانتور دما - نمای کلی سطوح جداره خارجی

در جدول (۱) میزان اتلاف حرارت در دیواره ها، دمای میانگین در قسمت های مختلف و میزان خطای محاسباتی نشان داده شده است. در ادامه مقدار تبادل حرارت منبع انبساط با محیط پیرامون که به کمک نرم افزار Fluent محاسبه گردیده، ارائه شده است.

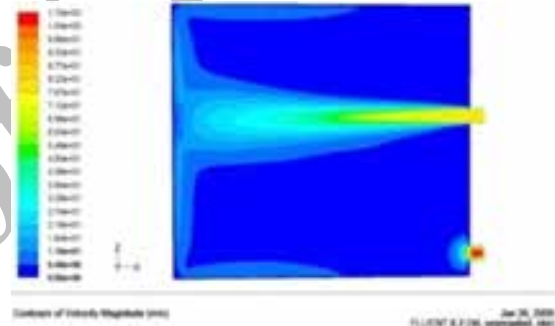
جدول ۱- اتلاف حرارت در دیواره ها، دمای میانگین در قسمت های مختلف

Heat loss(W)			Q _{total}	Average temperature at (K)		
Wall ₁	Wall ₂	Wall ₃		T _{in}	T _{out}	T _{outer surface}
404	100	97	608	355.1	346	336.5
				5		

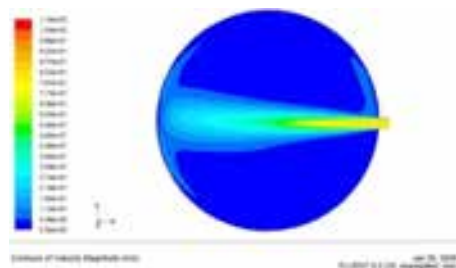
با توجه به نتایج بدست آمده و بررسی کانتورهای دما و سرعت در داخل منبع انبساط، می توان مقدار بالای اتلاف حرارت و انرژی را مشاهده نمود. آب ورودی به منبع با درجه حرارت بالا بطور مداوم در بیشتر نقاط منبع انبساط گردش می کند و دمای کل منبع انبساط نزدیک به دمای آب ورودی می باشد. هرچقدر دمای آب داخل منبع بالاتر باشد، دمای پوسته آن نیز بالاتر و اتلافات حرارتی و تبادل حرارت با محیط پیرامون، بیشتر خواهد بود.

۴- سناریوهای نهایی

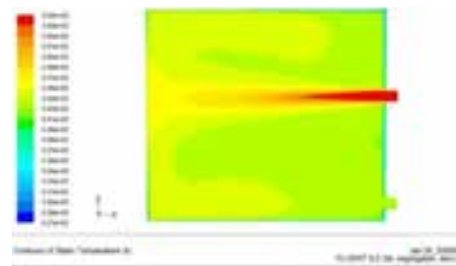
از سناریویی که در مورد بررسی های انتقال حرارتی، انرژی و سیالاتی قرار گرفته اند، بعضی از راهکارها که در این سناریوها مورد استفاده قرار گرفتند، دارای کارایی بالایی در کاهش میزان تلفات حرارتی بوده اند که با ایجاد تغییرات و بهینه سازی آنها، مدل نمونه نهایی شده، استنتاج گردیده است. در این قسمت تمام تلاش بر این بوده است تا با توجه به



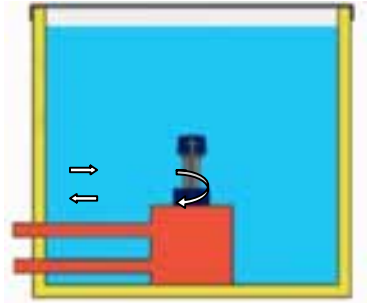
شکل ۷- کانتور سرعت - نمای سطح مقطع مرکزی



شکل ۸- کانتور سرعت - نمای سطح مقطع در ناحیه ورودی



شکل ۹- کانتور دما - نمای سطح مقطع مرکزی



شکل ۱۴- گردش آب در منبع انبساط باز با مخزن دو قلو تودرتو

یک روزنه یا اوریفیس جهت تنظیم فشار منبع و هواگیری کل سیستم بر روی قسمت فوقانی بالاترین نقطه مخزن داخلی تعبیه گردیده است. این عمل باعث می شود تا فشار اتمسفریک بر روی سیستم اعمال شود. همچنین در هنگام انبساط حجم آب در اثر افزایش دمای آب سیستم، اضافه حجم آب سیستم از طریق این اوریفیس، وارد مخزن منبع انبساط می گردد. قطر این اوریفیس با توجه به حجم منبع انبساط تغییر می کند. جهت تغذیه سریع سیستم حرارت مرکزی، از یک شیر یکطرفه تعبیه شده بر روی بخش تحتانی مخزن داخلی، استفاده شده است.



شکل ۱۵- شیریکطرفه نصب شده بر روی مخزن داخلی



شکل ۱۶- نمونه آزمایشگاهی ساخته شده

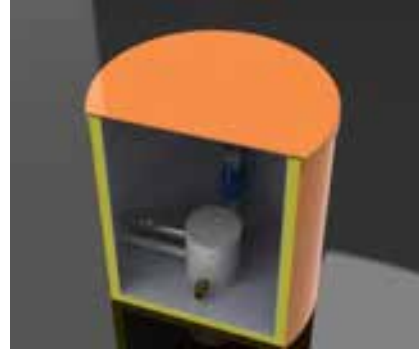
۲-۴ محاسبات انجام گرفته به کمک نرم افزار Fluent

شکل های (۱۷) و (۲۰) نشان دهنده کانتور سرعت در داخل منبع انبساط ارائه شده در سناریوی نهایی شماره یک می باشند. همانطور که در کانتور سرعت مشخص است، سرعت سیال در بیشتر نقاط مخزن صفر است. در

راهکارهای مفید ارائه شده در سناریو های قبلی و مد نظر داشتن عیوب و مشکلات منبع انبساط باز رایج، به مدل نمونه نهایی رسید.

۱-۴ سناریوی نهایی - منبع انبساط باز بهینه سازی شده مخزن

دوقلو



شکل ۱۲- نمای کلی منبع انبساط طراحی شده

این منبع انبساط باز، دارای یک مخزن داخلی و یک مخزن خارجی است. مخزن داخلی هم مرکز با مخزن خارجی بوده و در قسمت تحتانی مخزن خارجی نصب گردیده است. حجم مخزن داخلی حدوداً ۵ درصد حجم مخزن خارجی می باشد. مخزن داخلی دارای یک درب باز شو بوده که جهت بازدید و همچنین رسوب زدایی داخل مخزن داخلی تعبیه شده است.



شکل ۱۳- نمای داخلی منبع انبساط طراحی شده

منبع انبساط باز ارائه شده در سناریوی نهایی شماره یک، با دارا بودن دو مخزن تو در تو (با هندسه مشابه یا متفاوت) باعث کنترل جریان آب در سیستم می شود. این بدان معنی است که آب وارد شده به منبع انبساط، اجازه ندارد تا آزادانه در داخل منبع انبساط جریان یافته و با محیط تبادل حرارت نماید. این عمل، مانع افزایش بیش از حد دمای منبع انبساط شده و به تبع آن اتلاف حرارت و انرژی کاهش می یابد.

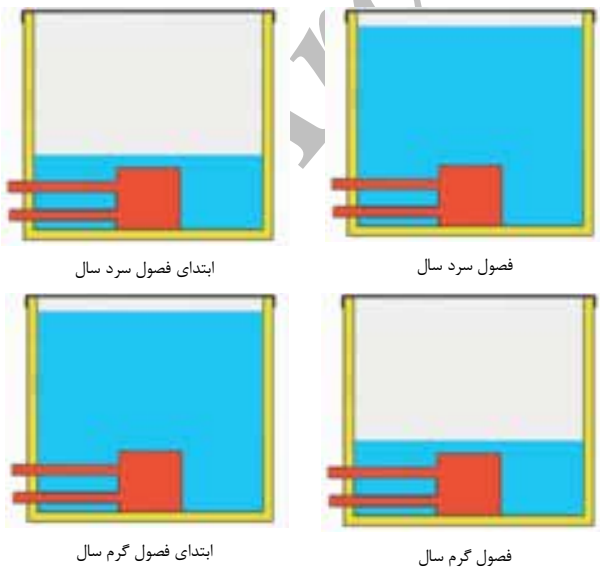
آب از لوله ورودی مستقیماً وارد مخزن داخلی (مخزن کوچکتر) می شود و بعد از گردش در داخل مخزن داخلی، به سرعت از لوله خروجی، خارج می گردد. در واقع آب داغ ورودی، امکان گردش در تمام حجم منبع انبساط را نخواهد داشت و در نتیجه دمای سطح مخزن خارجی نسبت به دمای سطح بدنه خارجی مدلهای رایج، بشدت کاهش یافته و به تبع آن میزان اتلافات حرارتی کاهش می یابد.

انبساط و محیط پیرامون می باشد. کانتور های دما نشان دهنده تمرکز حرارت در قسمت مرکزی منبع انبساط می باشند. دما سیال در داخل منبع انبساط در حدود ۱۵ درجه سانتیگراد با دمای آب مخزن داخلی اختلاف دارد. این بدان معناست که اتلاف حرارت و انرژی شدیداً کاهش می یابد. در واقع در این سیستم، با کنترل جریان ورودی و خروجی آب به داخل منبع انبساط، دمای میانگین آب داخل منبع انبساط جدید در حدود ۱۲ درجه سانتیگراد کمتر از دمای آب داخل منبع انبساط با مدل های رایج می باشد.

یکی دیگر از مشکلات اساسی منبع انبساط باز با مدل های رایج، که در فصل بخش قبل به آن اشاره شد، سرریز کردن منبع انبساط، در هنگام انبساط حجمی آب بود که این مشکل ناشی از جانمایی بد شناور تعبیه شده در منبع انبساط است. این جانمایی اشتباه باعث می شود تا منبع انبساط همیشه پر از آب باشد و هیچ ظرفیت خالی برای ذخیره آب نداشته باشد.

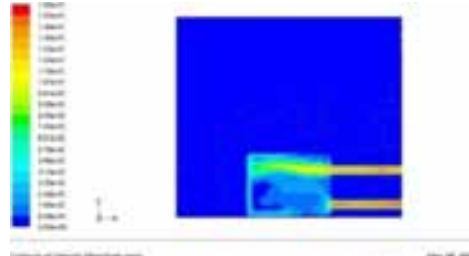
در مدل جدید ارائه شده در سناریوی نهایی، این ایراد برطرف گردیده و منبع انبساط سرریز نمی کند (شکل ۲۱). همچنین در فصول گرم سال که درجه حرارت آب سیستم پایین تر از فصول سرد سال می باشد، ارتفاع آب در منبع انبساط باز با طرح جدید، کاهش یافته و تقریباً فقط، ۲۰ درصد از حجم مخزن پر از آب می باشد. در نتیجه میزان سطحی از بدنه منبع انبساط که با محیط پیرامون خود تبادل حرارت می کند، کاهش یافته و به تبع آن مقدار تبدلات حرارتی با محیط و میزان اتلافات حرارتی و انرژی کاهش می یابد.

شکل های زیر وضعیت ارتفاع آب را در فصول مختلف سال در داخل منبع انبساط باز ارائه شده در سناریوی شماره نه نشان می دهد.

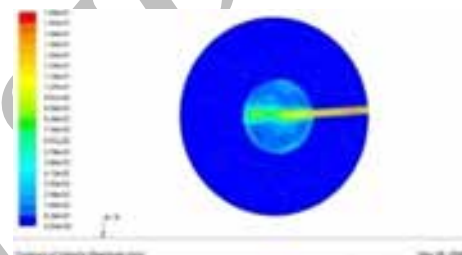


شکل ۲۱- وضعیت ارتفاع آب را در فصول مختلف سال در داخل منبع انبساط باز با مدل منتخب

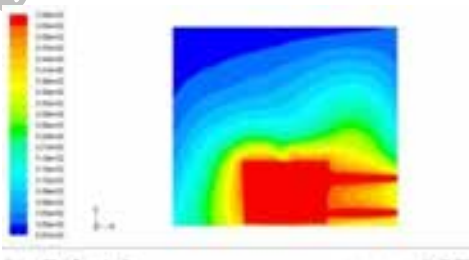
واقع، بغیر از روزنه انبساط، که بر روی قسمت فوقانی مخزن داخلی تعبیه شده است، هیچ راه ارتباطی برای ورود آب از داخل مخزن داخلی به منبع انبساط وجود ندارد. در واقع آب داخل منبع انبساط به وسیله تبادل حرارت با جداره مخزن داخلی، گرم می شود.



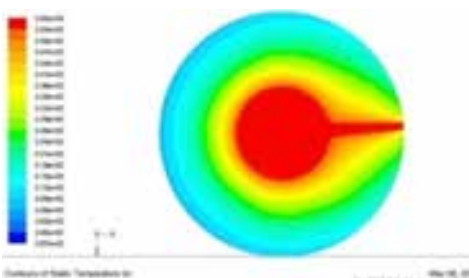
شکل ۱۷- کانتور سرعت در مدل طراحی شده (نمای جانبی)



شکل ۱۸- کانتور سرعت در مدل طراحی شده (نمای فوقانی)



شکل ۱۹- کانتور دما در مدل طراحی شده (نمای جانبی)



شکل ۲۰- کانتور دما در مدل طراحی شده (نمای فوقانی)

جدول (۲) میزان اتلاف حرارت در دیواره ها و دمای میانگین در قسمت های مختلف به تفکیک ارائه شده است.

جدول ۲ - اتلاف حرارت در دیواره ها، دمای میانگین در قسمت های مختلف

Heat loss(W)			Q _{total}	Average temperature at (K)		
Wall ₁	Wall ₂	Wall ₃		T _{in}	T _{out}	T _{outer surface}
46	5.9	61.3	113.2	354.46	314.5	316

نتایج فوق نشان دهنده کاهش شدید میزان تبادل حرارت بین منبع

۳-۴ شرایط آب و هوایی

در محاسبات قسمت های مختلف و بخش هایی که احتیاج به شرایط محیطی حل مسئله بوده است، شرایط آب و هوایی تهران، مد نظر قرار گرفته است. منای تعیین شرایط آب و هوایی استاندارد، آمارها و اطلاعات مربوط به سازمان هواشناسی کشوری، در سال ۸۳، ۸۴ و ۸۵ می باشد. جدول (۳)، حاوی اطلاعات مربوط به میانگین دمای سه ایستگاه هواشناسی تهران در یک دوره ی سه می باشد.

جدول ۳ - میانگین ماهانه دما در طول دوره سه ساله در سه ناحیه تهران

Month	Average Air Temperature In Degrees(°C)			
	Amir Abad	Aghdasieh	Imam Air port	Ab Ali
January	4.9	4.1	3.6	-2.6
February	5.8	4.8	5.6	-2.7
March	10.9	10.1	11.4	1.9
April	15.6	14.7	16.4	7.3
May	20.2	18.7	21.5	11.5
June	27.3	25.6	27.8	17.9
July	30.4	28.6	30.7	21.6
August	29.3	27.4	29.8	20.9
September	25.6	23.6	25.2	17.2
October	20.1	18.1	19.8	11.9
November	10.9	9.6	11.2	3.4
December	5.9	4.9	5.8	-0.8

با توجه به میانگین ماهیانه دما در دوره سه ساله، در سه ایستگاه مختلف، می توان میانگین دمای نهایی را برای یک دوره یکساله بدست آورد.

۱-۳-۴ محاسبه ی ضریب انتقال حرارت جابجایی (h) در یک دوره

یک ساله

برای محاسبه ی ضریب انتقال حرارت جابجایی (h) در یک دوره یک ساله، می بایست از سه فرمول کلی و تجربی هیلپرت، زوکاسکاس و چرچیل، ضریب انتقال حرارت جابجایی h را جداگانه محاسبه کرد [5]. میانگین عددی بدست آمده از سه رابطه فوق، h نهایی می باشد. ضریب انتقال حرارت جابجایی h در ۱۲ ماه سال در یک دوره ی یک ساله محاسبه شده است.

- ناحیه اول: محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطح بدنه استوانه
- ناحیه دوم: محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطوح فوقانی و تحتانی استوانه

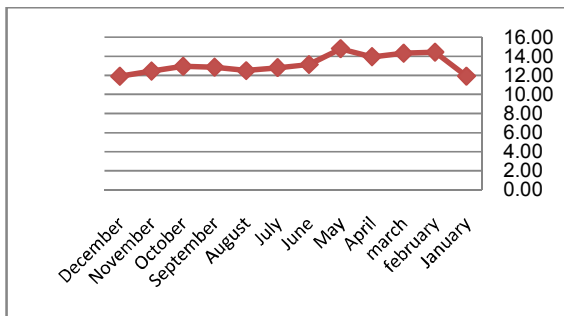
جدول ۴ - میانگین ضریب انتقال حرارت جابجایی h در طول دوره ی یک ساله

Month	h ₁				h ₂
	هیلپرت	چرچیل	زوکاسکاس	ave h	
January	11.62	10.03	14.12	11.93	9.06
February	14.22	11.86	17.235	14.44	10.26
March	14.15	11.82	17.036	14.33	10.25
April	13.76	11.56	16.499	13.94	10.10
May	14.66	12.2	17.466	14.78	10.51
June	12.98	11.05	15.394	13.14	9.78
July	12.63	10.8	14.919	12.79	9.63
August	12.34	10.6	14.576	12.51	9.48
September	12.69	10.83	15.077	12.87	9.64
October	12.75	10.87	15.221	12.95	9.65
November	12.21	10.47	14.71	12.47	9.36
December	11.63	10.04	14.084	11.92	9.06

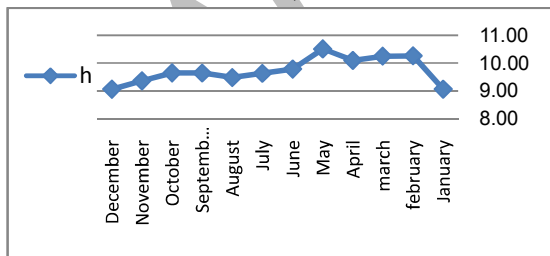
۲-۳-۴ ناحیه دوم محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در

سطوح فوقانی و تحتانی استوانه

جریان حاکم در سطوح فوقانی و تحتانی استوانه، از نوع جریان موازی با صفحه تخت می باشد که با توجه به مختصات مسئله، جریان آرام می باشد. ضریب انتقال حرارت جابجایی محاسبه شده در جدول (۴) درج گردیده است [۶].



شکل ۲۲ - روند تغییر ضریب انتقال حرارت جابجایی h در ناحیه اول (سطح بدنه منبع انبساط)



شکل ۲۳ - روند تغییر ضریب انتقال حرارت جابجایی h در ناحیه دوم (سطوح فوقانی و تحتانی منبع انبساط)

در شکل‌های (۲۲) و (۲۳) روند تغییر ضریب انتقال حرارت جابجایی h، در طول یک دوره یکساله، در ناحیه اول (سطح بدنه منبع انبساط) و ناحیه دوم (سطوح فوقانی و تحتانی منبع انبساط) ارائه شده است.

جدول ۴ - اتلافات حرارتی مدل های مختلف منبع انبساط باز در طول دوره یکساله

ماه	مدل رایج	اتلافات حرارتی منابع انبساط استوانه ای (Watt)	
		مدل مخزن دوقلو	مدل عایق
January	907.6	155.8	35.8
February	1028.4	162	35.9
March	908.8	151	33.2
April	842.3	145.5	31.5
May	802.6	137.8	29.2
June	694.0	66	10.7
July	663.6	59	8.6
August	612.8	55	8.9
September	670.4	62	10.3
October	724.6	68	11.7
November	837.6	84	14.7
December	895.3	160	34

۴-۴ دمای آب ورودی به منبع انبساط:

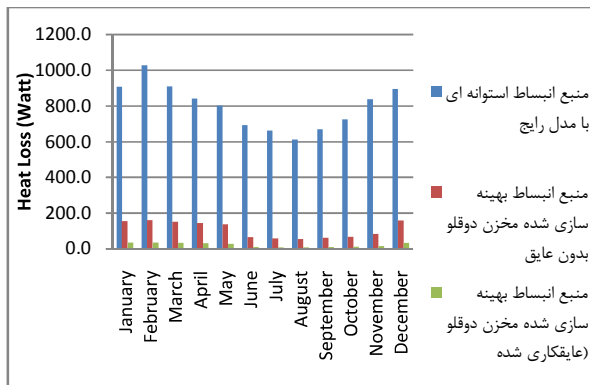
دمای آب ورودی به منبع انبساط، با توجه به دمای آب در حال جریان داخل سیستم حرارت مرکزی، با توجه به فصول گرم و سرد سال، تعیین می گردد. دوره کارکرد یکساله سیستم حرارت مرکزی، به دو بخش فصول گرم و سرد سال تقسیم می گردد.

فصول گرم سال شامل ماههای May تا October می باشد که دمای تنظیمی سیستم حرارت مرکزی در حدود ۵۰ درجه سانتیگراد می باشد. فصول سرد سال شامل ماههای November تا April می باشد که دمای تنظیمی سیستم حرارت مرکزی در حدود ۸۲ درجه سانتیگراد می باشد. دبی آب ورودی به منبع انبساط بر مبنای پدیده ترموسیفون و از طریق رابطه برنولی محاسبه گردیده است. دبی آب ورودی ۵۰ میلی لیتر در نظر گرفته شده است.

۴-۵ مقایسه مدل نمونه نهایی شده با مدل های رایج از نظر اتلافات

برای مشخص کردن میزان کارایی منابع های انبساط نمونه (مخزن دو قلو تودرتو و کوبلی) لازم است تا منابع انبساط طراحی شده، با منابع انبساط باز با مدل رایج، از نظر اتلافات انرژی تک مقایسه گردند. به همین منظور به کمک نرم افزار Fluent، مدل های نمونه و مدل های رایج در بازار، در طول یک دوره ی یک ساله مورد بررسی قرار گرفته اند. به منظور نشان دادن و اثبات این مدعا، که دو منبع انبساط با مدل نمونه دارای کارایی بسیار زیادی در کاهش اتلافات انرژی تک هستند، هر ۲ مدل نمونه دو بار به کمک نرم افزار Fluent مورد بررسی قرار گرفته است. (یعنی یک بار با عایق بندی کامل و یک بار بدون عایق). بررسی های به عمل آمده نشان دهنده ی کارایی بسیار بالا منابع های انبساط با مدل نمونه، نسبت به مدل های رایج می باشد. چراکه این منابع انبساط (مدل نمونه) بدون استفاده از عایقکاری، اتلافات حرارتی ناشی از منبع انبساط را تا حدود ۶۶٪ کاهش می دهند و در صورت انجام عملیات عایقکاری، میزان کاهش اتلافات حرارتی و انرژی تک تا ۹۰٪ می رسد.

نشان دهنده ی این مسئله می باشد که اتلافات انرژی تک حدوداً ۸۵ درصد یافته است. وقتی که منبع انبساط مدل مخزن دو قلو بطور کامل عایق بندی می شود، اتلافات انرژی تک و حرارتی در همان ماه (ماه February) به ۳۶ وات می رسد. که این میزان از بهینه سازی بسیار چشمگیر و قابل توجه است. این در حالی است که میزان اتلافات حرارتی منبع انبساط باز با مدل رایج عایق کاری شده در همین ماه در حدود ۱۱۰ وات دارد. که تقریباً ۳ برابر مقدار اتلافات حرارتی، در مدل نمونه (مخزن دو قلو) می باشد.



شکل ۲۴ - مقایسه میزان اتلافات حرارتی در سه مدل منبع انبساط بدون عایق

۵- ممیزی انرژی

در این بخش، منابع انبساط که در پایلوت آزمایشگاهی نصب شده اند، مورد ممیزی انرژی قرار گرفته اند. یعنی پارامترهای گوناگون همچون دمای آب ورودی و خروجی، دمای محیط، دمای سطح بدنه منبع انبساط، سرعت باد و ... در هر نمونه آزمایشگاهی به صورت تک به تک، به وسیله تجهیزات آزمایشگاهی مختلف، مورد بررسی و ارزیابی قرار می گیرد. به منظور انجام ممیزی انرژی، یک پایلوت آزمایشگاهی طراحی شده است که هر سه مدل منبع انبساط در آن نصب شده اند. در این پایلوت، لازم است تا حجم کنترل منابع انبساط در حال ممیزی را همچون نمونه واقعی، شبیه سازی کرد.



شکل ۲۵ - نمای کلی پایلوت آزمایشگاهی ممیزی منابع انبساط باز

حیطه دمایی بین ۱۵ تا ۳۰ درجه سانتیگراد قابل تنظیم است. جهت ثبت اطلاعات مربوط به دمای محیط، از دستگاه اندازه گیری [testo175-T2] استفاده شده است. دستگاه اندازه گیری طوری تنظیم شده است که هر ۵ دقیقه یکبار دمای محیط پیرامون منبع انبساط را ثبت می کند.

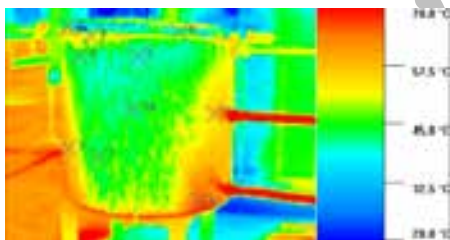
۵-۶ ثبت کانتور دما

برای ثبت وضعیت خطوط دما ثابت (کانتورهای دما) بر روی بدنه منبع انبساط و آب داخل منبع انبساط، از دستگاه TVS مدل [testo 880] استفاده شده است و سپس با کمک نرم افزار مربوطه، اطلاعاتی همچون تغییرات دمای نقاط مختلف و وضعیت خطوط همدمای در هر پایلوت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار می گیرد.

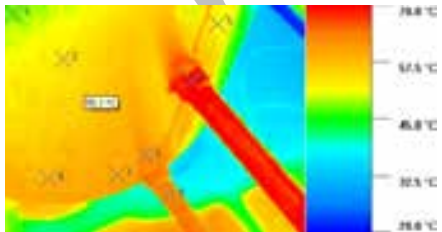


شکل ۲۷ - دستگاه TVS جهت ثبت کانتور های دما

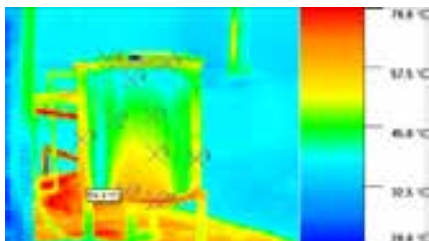
شکل ۲۶ - اندازه گیری سرعت باد در اطراف منبع انبساط



شکل ۲۸ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای باز با مدل رایج



شکل ۲۹ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای باز با مدل رایج



شکل ۳۰ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای باز با مدل رایج

به منظور تامین آبگرم مورد نیاز پایلوت، از یک منبع آبگرمکن استفاده شده است. به منظور کنترل دمای آب خروجی آبگرمکن، از یک ترموستات تماسی در مسیر آب خروجی از آبگرمکن، استفاده شده است

۵-۱ کنترل دبی جریان آب ورودی و خروجی به منابع انبساط

به منظور کنترل دبی جریان آب ورودی و خروجی به هر یک از منابع انبساط، در مسیر هر یک از لوله های ورودی و خروجی، یک شیر فلکه دریچه ای (Gate Valve) تعبیه شده است. به منظور تنظیم دبی ورودی و خروجی، می بایست به کمک یک بشر و یک زمان سنج، ابتدا دبی آب خروجی از منبع انبساط و سپس دبی آب ورودی به منبع را به حد مورد نظر یعنی ۵۰ میلی لیتر در ثانیه (ml/s) رساند. به منظور کنترل ارتفاع سطح آب داخل منبع، سطح داخلی آن مدرج شده است.

۵-۲ کنترل و ثبت دمای آب ورودی و خروجی

برای ثبت دمای آب ورودی و خروجی از منبع انبساط، لازم است تا در طول یک دوره زمانی مشخص تغییرات دمای آب ورودی و خروجی از منبع انبساط را ثبت کرد. جهت ثبت دمای آب مسیره های ورودی و خروجی، از دستگاه testo 175-T3 استفاده شده است. دستگاه اندازه گیری طوری تنظیم شده است که هر ۱۰ ثانیه یکبار دمای ورودی و خروجی را ثبت می کند.

۵-۳ کنترل و ثبت سرعت باد

به منظور شبیه سازی جریان هوا در اطراف منبع انبساط، از یک فن دمنده در سیستم پایلوت استفاده شده است. به منظور اندازه گیری سرعت باد در اطراف منبع انبساط، از دستگاه (testo - Multi Function-345) و حساسه (Probe) سنجش سرعت باد، استفاده شده است. برای اندازه گیری سرعت باد، لازم است تا سرعت باد را در قسمت هایی از بدنه منبع انبساط که روبه سمت باد است، اندازه گیری کرد.

۵-۴ کنترل و ثبت دمای آب داخل مخزن

اندازه گیری دمای آب داخل مخزن یکی از مهمترین بخشهای عملیات ممیزی می باشد، چراکه اساس کارکرد و مزیت منبع انبساط های طراحی شده نسبت به مدل های قدیمی و رایج، کاهش دمای میانگین آب داخل مخزن است. به منظور اندازه گیری دمای آب داخل مخزن، از دستگاه [testo - 175-T2] و حساسه (Probe) سنجش دما، استفاده شده است. دمای آب داخل مخزن هر ۵ دقیقه یکبار، به وسیله تجهیزات اندازه گیری، مورد اندازه گیری و ثبت قرار می گیرد.

۵-۵ کنترل و ثبت دمای محیط

به منظور شبیه سازی دمای هوا محیط پیرامون در اطراف منبع انبساط، از سیستم تهویه مطبوع نصب شده در آزمایشگاه استفاده شده است که در

۶-۲ توابع تبدیل همدما

از این توابع جهت بررسی و مقایسه نتایج واقعی و تئوریک استفاده می شود. با محاسبه تابع تبدیل مربوط به هر قسمت، می توان نتایج بدست آمده از محاسبات تئوری را به نتایج واقعی نزدیک کرد [۶].

$$[Theoretical] \times [Conversion Function] = [Actual] \quad (۳)$$

برای محاسبه تابع تبدیل در هر قسمت، ابتدا لازم است تا ماتریس تبدیل را که در معادلات (۲) و (۳) مشخص است، محاسبه نمود. سپس با محاسبه دترمینان ماتریس تبدیل، می توان تابع تبدیل را محاسبه نمود.

$$\det \begin{bmatrix} x_1 & 0 & 0 & 0 & \dots & n \\ 0 & x_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & x_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_4 & 0 & 0 \\ \dots & 0 & 0 & 0 & x_5 & 0 \\ n & 0 & 0 & 0 & 0 & x_n \end{bmatrix}_{n \times n} = Conversion Function \quad (۴)$$

از بررسی و مقایسه دماهای بدست آمده و اندازه گیری انجام شده در هر یک از دیواره های بدنه منبع انبساط، یک تابع تبدیل بدست می آید. هر چقدر توابع تبدیل بدست آمده به یکدیگر نزدیک باشند، کیفیت اندازه گیری ها و محاسبات بالاتر خواهد بود.

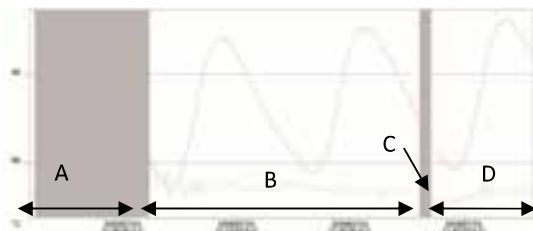
۶-۳ توابع تبدیل تلفات حرارتی (Q')

همانطور که گفته شد، به علت وجود خطاهای اندازه گیری و محاسباتی در مدلسازی های صورت گرفته، نتایج واقعی و تئوری بدست آمده در مورد تلفات حرارتی منبع انبساط در سطوح مختلف بدنه منبع انبساط، متفاوت است. به همین منظور، با محاسبه تابع تبدیل مربوط به هر قسمت، می توان نتایج بدست آمده از محاسبات تئوری را به نتایج واقعی نزدیک تر کرد. تابع تبدیل مربوط به تلفات حرارتی (Q') برابر است با نسبت تلفات حرارتی واقعی به تلفات حرارتی تئوری. هر چقدر توابع تبدیل تلفات حرارتی (Q') بدست آمده از قسمت های مختلف منبع انبساط، از نظر کمی به یکدیگر نزدیک تر باشند، صحت محاسبات معتبرتر است.

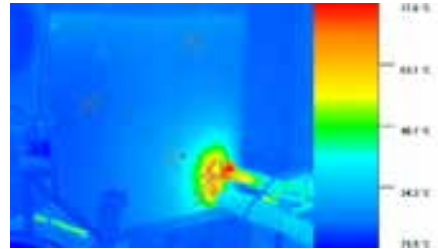
$$Conversion Function = \frac{Q'_{Actual}}{Q'_{Theoretical}} \quad (۵)$$

۶-۴ بازبینی و بررسی نتایج بدست آمده از ممیزی انرژی منبع

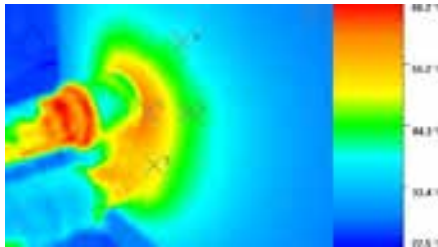
انبساط باز استوانه ای با مدل رایج



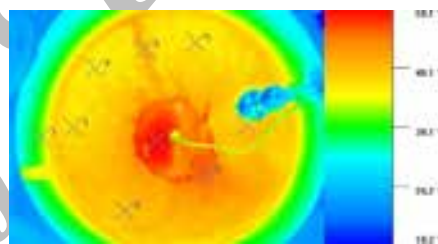
شکل ۲۴ - حذف خطاها و اشتباهات از نتایج اندازه گیری



شکل ۳۱ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای بهینه سازی شده با مخزن دوقلو



شکل ۳۲ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای بهینه سازی شده با مخزن دوقلو



شکل ۳۳ - کانتور دمایی منبع انبساط استوانه ای بهینه سازی شده با مخزن دوقلو

۶-۶ بازبینی نتایج ممیزی انرژی

در این قسمت به بررسی نتایج بدست آمده از اندازه گیری های بعمل آمده از ممیزی انرژی پیلوت آزمایشگاهی و نرم افزار Fluent و محاسبات علمی و تجربی پرداخته شده است. به علت وجود خطاهای اندازه گیری در ممیزی انرژی انجام گرفته و خطاهای مدلسازی در نرم افزار Fluent، نتایج بدست آمده در هر یک از مدل ها، دارای تفاوت های کوچکی با یکدیگر هستند. در این قسمت سعی شده تا میزان خطاها مشخص و نتایج واقعی و درست استخراج گردد.

۶-۱-۱ خطاهای اندازه گیری

بمنظور دستیابی به نتایج معتبر، لازم است تا اطلاعات بدست آمده از پایش و اندازه گیری قسمت های مختلف پیلوت آزمایشگاهی، مورد پالایش قرار گیرند. این بدان معنی است که در هر آزمایش، نتایج قسمت هایی که مورد تایید نیستند، حذف خواهد گردید. با مقایسه نتایج واقعی و تئوریک، توابع تبدیلی بدست می آید که نتایج را به هم نزدیک می کند. از این توابع تبدیل می توان در واقعی سازی نتایج بدست آمده از نرم افزار Fluent بهره جست [۷].

$$[Theoretical Temperatures] \times [Conversion Function] = [Actual Temperatures] \quad (۲)$$

برای محاسبه ضرایب تبدیل کیفی، لازم است تا مقادیر دماهای تئوری و واقعی را از جدول (۵) استخراج کرده و در ماتریس (۶) قرار دهیم. در ادامه با محاسبه دترمینان ماتریس (ماتریس ۴-۳) ضرایب تبدیل دمایی که شاخص کیفیت محاسبات هستند، محاسبه می گردد.

$$\begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 & D_1 & E_1 & \dots \end{bmatrix}_{n \times 1} \times \begin{pmatrix} x_1 & 0 & 0 & 0 & \dots & n \\ 0 & x_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & x_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_4 & 0 & 0 \\ \dots & 0 & 0 & 0 & x_5 & 0 \\ n & 0 & 0 & 0 & 0 & x_n \end{pmatrix}_{n \times n} = \begin{pmatrix} \dots \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ \dots \end{pmatrix}_{n \times 1}$$

جدول ۶- نتایج مربوط به دمای سطح جداره منبع باز استوانه ای با مدل رایج

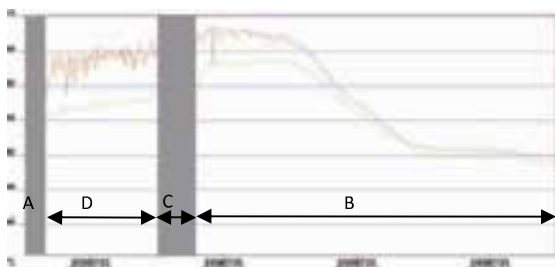
Area	point	Surface Temperature	
		Theoretical(1)	Actual(2)
Wall 1	A	57.8	57.1
	B	42	39.4
	C	58.5	60.3
	D	59	62
	E	53	52
	F	57	60.1
Wall 2	H	53	56.4
	J	57	59
	K	57	59.2
	L	57	59
Wall 3	M	52	53
	N	53	59.5
	O	56	56
	P	56	58

جدول ۷- توابع تبدیل دمایی و تلفات حرارتی منبع انبساط استوانه ای با مدل رایج

موقعیت	Wall 1	Wall 2	Wall 3
تابع تبدیل دما	1.014	1.16	1.18
تابع تبدیل تلفات حرارتی	1.43	1.003	1.033

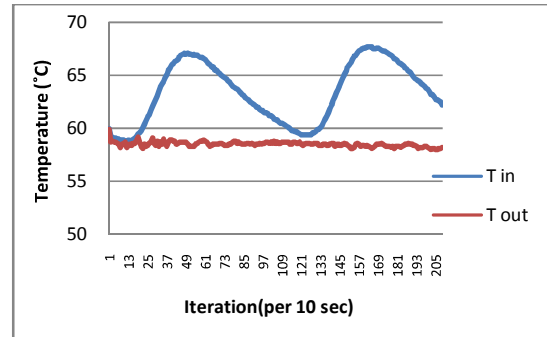
روند تغییرات توابع تبدیل دمایی و نزدیکی توابع تبدیل حرارتی، نشان دهنده وضعیت مطلوب اندازه گیری ها و مدل سازی ها هستند.

۵-۶ بازبینی و بررسی نتایج بدست آمده از ممیزی انرژی منبع انبساط باز بهینه سازی شده مخزن دوقلو

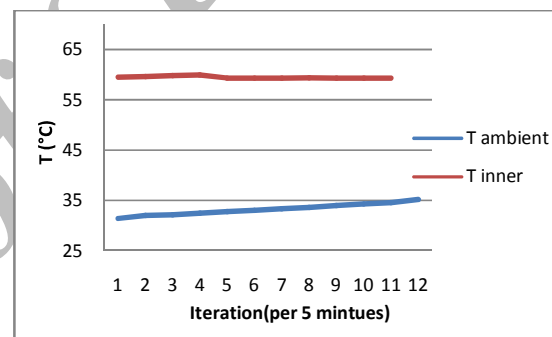


شکل ۳۷- حذف خطا ها و اشتباهات از نتایج اندازه گیری

قسمت های A و C به علت وجود خطای اندازه گیری حذف گردیده اند. قسمت B و D دارای اعتبار پایدار بوده و مورد استفاده قرار می گیرند. با استفاده از نتایج اندازه گیری و بعد از حذف قسمت های هاشور خورده، نتایج پالایش شده، در شکل (۳۵) ارائه شده است.



شکل ۳۵- دمای آب ورودی و خروجی منبع انبساط باز استوانه ای با مدل رایج، بعد از حذف خطاها



شکل ۳۶- دمای آب داخل مخزن منبع انبساط باز استوانه ای با مدل رایج و دمای محیط

در نتایج حاصل از ممیزی و اندازه گیری مربوط به دمای آب داخل مخزن منبع انبساط باز استوانه ای با مدل رایج و دمای هوای محیط پیرامون، می توان گفت که تقریباً خطای اندازه گیری وجود ندارد. لذا نتایج معتبر بوده و عیناً مورد استفاده قرار گرفته اند (شکل ۳۶).

برای محاسبه ضرایب تبدیل کمی، لازم است تا مقادیر تئوری و واقعی را از جدول ۵ استخراج کرده و در معادله ۳ استفاده کنیم.

جدول ۵- نتایج مربوط به ممیزی انرژی منبع انبساط باز استوانه ای با مدل رایج

No	Item	Measurement		Unit	Description
		Theoretical	Actual		
1	T in	63.45	63.45	°C	
2	T out	57.4	58.5	°C	
3	T ambient	33.23	33.23	°C	
4	T inner	58.11	59.45	°C	T _{ave}
5	T surface	58.03	59.4	°C	Shell
6	T surface	57.71	57.2	°C	Door
7	T surface	57.57	58.3	°C	
8	Q' (1)	190.52	272	Watt	Shell
9	Q' (2)	49.77	49.92	Watt	Door
10	Q' (3)	49.47	52.1	Watt	
11	Q' (Total)	289.76	354.02		

جدول ۹- نتایج واقعی و تئوری مربوط به دمای سطح جداره منبع انبساط بهینه سازی شده مخزن دوقلو

Area	point	Surface Temperature	
		Theoretical(1)	Actual(2)
Wall 1	A	48	45.7
	B	50	55.4
	C	47.85	30.2
	D	49	51.7
	E	42	25.9
	F	44.85	28.4
Wall 2	H	33.85	25
	J	38	28
	K	37	27
	L	42	28
Wall 3	M	34	25
	N	50	28
	O	47	26.6
	P	46	26.3

جدول ۱۰- توابع تبدیل دمایی و تلفات حرارتی منبع انبساط بهینه سازی شده مخزن دوقلو

موقعیت	Wall 1	Wall 2	Wall 3
تابع تبدیل دما	0.266	0.264	0.133
تابع تبدیل تلفات حرارتی	3.7	1.07	1.13

روند تغییرات توابع تبدیل دمایی و نزدیکی توابع تبدیل حرارتی، نشان دهنده وضعیت مطلوب اندازه گیری ها و مدل سازی ها هستند. با توجه به محاسبه توابع تبدیل مربوط به تلفات انرژی، می توان نتایج بدست آمده از محاسبات تئوریک را تصحیح نمود. به همین منظور توابع تبدیل ذکر شده در نتایج بدست آمده از نرم افزار Fluent ضرب گردید. نتایج تصحیح شده در جدول (۱۱) ارائه گردیده است.

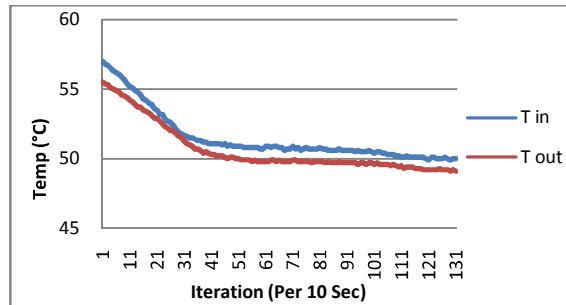
جدول ۱۱- تلفات حرارتی منابع انبساط باز استوانه ای، در طول دوره یکساله (Watt)

ماههای سال	منبع انبساط استوانه ای	
	مدل رایج	مخزن دوقلو
January	1224.5	100.8
February	1390.4	100.9
March	1222.7	93.6
April	1135.8	88.8
May	1080.1	82.2
June	933.3	21.6
July	894.3	18.2
August	823.3	18.8
September	900.9	21.6
October	973.9	71.1
November	1131.3	88
December	1209	97.2

۷- ارزیابی اقتصادی

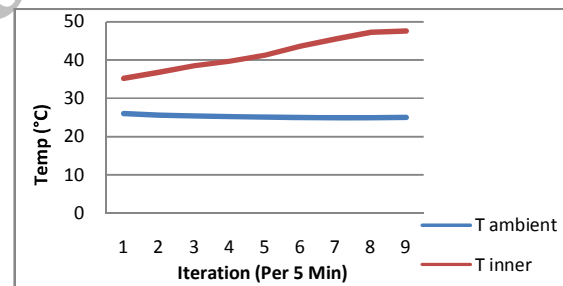
در اثر جایگزینی منابع انبساط باز با مدل های نمونه، به جای منابع انبساط باز با مدل های قدیمی و رایج، میزان قابل توجهی از مصرف انرژی در

قسمت های A و C به علت وجود خطای اندازه گیری حذف گردیده اند. قسمت B و D دارای اعتبار بوده و مورد استفاده قرار می گیرند. با استفاده از نتایج اندازه گیری و بعد از حذف قسمت های نادرست، نتایج پالایش شده، در شکل (۳۸) ارائه شده است.



شکل ۳۸- دمای آب ورودی و خروجی منبع انبساط باز استوانه ای مخزن دوقلو، بعد از حذف خطاها

در نتایج حاصل از ممیزی و اندازه گیری مربوط به دمای آب داخل مخزن منبع انبساط باز استوانه ای با مدل رایج و دمای هوای محیط پیرامون، خطای اندازه گیری وجود ندارد. لذا نتایج معتبر بوده و عیناً مورد استفاده قرار گرفته اند (شکل ۳۹).



شکل ۳۹- دمای آب داخل مخزن منبع انبساط باز استوانه ای مخزن دوقلو و دمای هوای محیط

جدول ۸- نتایج واقعی و تئوری مربوط به ممیزی انرژی منبع انبساط بهینه سازی شده مخزن دوقلو

No	Item	Measurement		Unit
		Theoretical	Actual	
1	T in	51.5	51.5	°C
2	T out	51.45	50.9	°C
3	T ambient	25	25	°C
4	T inner	46	47.3	°C
5	T surface	26	29.1	°C
6	T surface	26.4	26.5	°C
7	T surface	26.7	26.6	°C
8	Q' (1)	3.4	12.1	Watt
9	Q' (2)	2.9	3.1	Watt
10	Q' (3)	2.9	3.3	Watt
11	Q' (Total)	9.2	51.5	

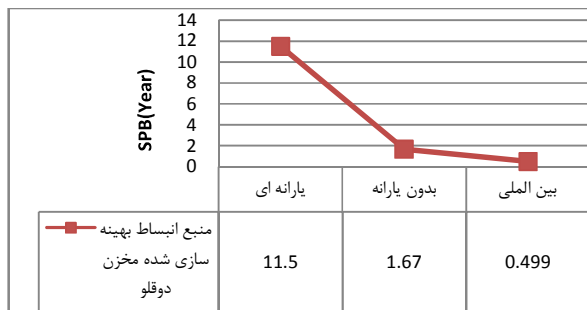
جدول ۱۳- هزینه های سرمایه گذاری بر مبنای سال پایه (ΔK_0)

ردیف	شرح	هزینه سرمایه گذاری (ریال)
۱	هزینه خرید منبع انبساط جدید	۷۰۰۰۰۰
۲	هزینه نصب و راه اندازی اولیه	۱۰۰۰۰۰
۳	هزینه تعمیرات و نگهداری	۱۰۷۱۸۲
۴	هزینه لوازم و قطعات مصرفی	۷۶۸۱۶
۵	کل هزینه های سرمایه گذاری (ΔK_0)	۹۸۳۹۹۸

۱-۷ محاسبه SPB

با کمک SPB (Simple Pay Back) می توان میزان بزرگت سرمایه را به صورت ساده و تخمینی محاسبه نمود. SPB بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی محاسبه شده است که نتایج آن در جدول (۱۴) ارائه گردیده است.

$$SPB = \frac{\Delta K_0}{R} \quad (9)$$

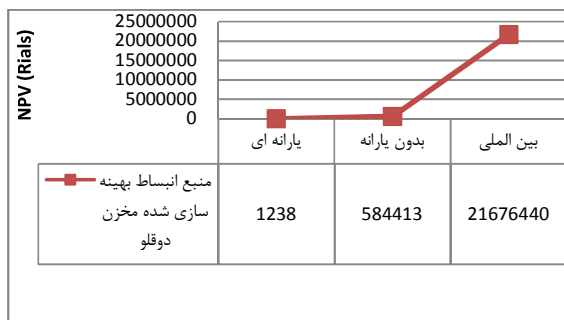


شکل ۴۰- تغییرات میزان برگشت سرمایه (SPB) بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی

۲-۷ محاسبه NPV

بعد از محاسبه هزینه ها و درآمدها در سال پایه، لازم است تا ارزش خالص کنونی (NPV (Net Present Value) محاسبه گردد. یکی از شاخص های مهم ارزیابی اقتصادی NPV است که مقدار آن باید بزرگتر از صفر باشد. با کمک معادله (۱۰)، N محاسبه گردیده است [۸].

$$NPV = R.GPW - \Delta K_0 \quad (10)$$



شکل ۴۱- تغییرات ارزش خالص کنونی (NPV (Net Present Value) بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی

سیستم های حرارت مرکزی و تهویه مطبوع کاهش یافت که این مسئله باعث صرفه جویی اقتصادی چشمگیری شده است. به منظور تعیین میزان دقیق درآمدهای حاصله، هر دو مدل نمونه، به صورت جداگانه مورد بررسی و ارزیابی اقتصادی قرار گرفته اند.

میزان صرفه جویی انرژی سالانه حاصل از استفاده از منابع انبساط باز بهینه سازی شده مخزن دو قلو، در جدول (۱۲) ارائه گردیده است. میزان درآمد سالانه حاصل از صرفه جویی مصرف انرژی بر پایه مصرف گاز طبیعی به قرار زیر است.

جدول ۱۲- میزان صرفه جویی انرژی سالانه

نوع منبع انبساط	Btu/annual	گاز طبیعی (m^3)
مخزن دوقلو	۳۰۲۷۴۲۵۴	۸۵۷/۱

قیمت داخلی هر متر مکعب (m^3) گاز طبیعی با احتساب یارانه دولتی در سال ۸۸ برابر با ۱۰۰ ریال [۷] و قیمت تمام شده داخلی ۶۹۰ ریال و در بازار جهانی در سال ۲۰۰۹ در حدود ۲۳ سنت معادل ۲۳۰۰ ریال در نظر گرفته شده است. میزان درآمد سالانه حاصل از صرفه جویی مصرف انرژی (R)، بر بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی محاسبه شده است که نتایج آن در جدول (۱۴) ارائه گردیده است.

نرخ بهره بانکی ۱۷٪ و نرخ رشد سالانه انرژی برابر ۱۳٪ (طبق برنامه سوم و چهارم توسعه دولت) در نظر گرفته شده است. عمر منبع انبساط بهینه سازی شده مخزن دوقلو ۱۵ سال در نظر گرفته شده است. جهت ارزیابی اقتصادی سیستم، کلیه هزینه ها و درآمدها بر مبنای سال پایه محاسبه شده و سپس مقایسه و ارزیابی شده اند.

از ضریب GPW (Gradient Present Worth) به منظور محاسبه اختلاف ارزش کنونی، در زمانی که نرخ رشد سالانه انرژی نیز استفاده می شود، بهره گرفته می شود. معادله (۷) ضریب GPW را نشان می دهد [۸].

$$GPW = \frac{\frac{1+e}{1+i} * \left[1 - \left[\frac{1+e}{1+i} \right]^n \right]}{1 - \frac{1+e}{1+i}} \quad (7)$$

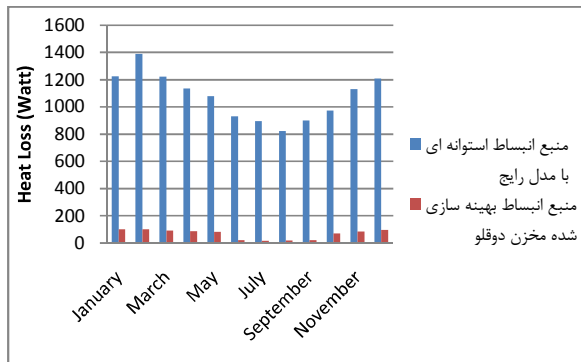
$$= \frac{1+0.13}{1+0.17} * \left[1 - \left[\frac{1+0.13}{1+0.17} \right]^{15} \right] = 11.495$$

میزان درآمد کل حاصل از صرفه جویی مصرف انرژی بر مبنای سال پایه در جدول (۱۴) ارائه شده که با P نشان داده شده است.

$$P = R \times GPW \quad (8)$$

کلیه هزینه های سرمایه گذاری بر مبنای سال پایه محاسبه شده که با ΔK_0 نشان داده شده است.

است که در صورت انجام عملیات عایقکاری بر روی نمونه جدید منبع انبساط، مقدار اتلافات حرارتی تا ۹۵ درصد کاهش می یابد. شکل (۴۳)، نمونه تصحیح شده شکل (۲۴) می باشد.



شکل ۴۳ - تلفات حرارتی منابع انبساط باز استوانه ای، در طول دوره یکساله

در صورت جایگزینی منبع انبساط طراحی شده بجای منابع انبساط رایج، میزان انرژی صرفه جویی شده سالانه بر مبنای گاز طبیعی، برابر با 857.1 متر مکعب می باشد. ارزیابی اقتصادی صورت گرفته بر مبنای قیمت یارانه ای، بدون یارانه و بین المللی انجام گرفته است. مقدار NPV محاسبه شده در هر سه سناریو بزرگتر از صفر است. نرخ بازگشت داخلی آن (IRR) (Internal Rate of Return)، بین ۳۱.۲٪ تا ۲۹۷.۱٪ می باشد.

مدت زمان بازگشت سرمایه (SPB) با احتساب قیمت یارانه ای ۱۱.۵ سال و با احتساب قیمت بین المللی ۶ ماه می باشد. با توجه به موارد ذکر شده، جایگزینی منبع انبساط طراحی شده بجای منابع انبساط رایج از نظر اقتصادی توجیه پذیر می باشد.

((منبع انبساط باز بهینه سازی شده مخزن دوقلو)) با شماره ثبت اختراع ۵۷۸۷۴ در تاریخ ۱۳۸۷/۱۲/۱۹ در اداره کل ثبت شرکتها و مالکیت صنعتی به ثبت رسیده است.

علائم

Wall ₁		سطح جداره اصلی منبع انبساط
Wall ₂		سطح فوقانی منبع انبساط (درب)
Wall ₃		سطح تحتانی منبع انبساط (کف)
T _{in}	°C & °K	دمای آب ورودی
T _{out}	°C & °K	دمای آب خروجی
T _{surface}	°C & °K	دمای میانگین سطوح داخلی
Q _{total}	Watt	تلفات حرارتی کل
h ₁	W/m. ² .°k	ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطح بدنه استوانه
h ₂	W/m. ² .°k	ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطوح فوقانی و تحتانی استوانه
h	W/m. ² .°k	ضریب انتقال حرارت جابجایی
P	ریال	درآمد حاصل از صرفه جویی مصرف انرژی بر مبنای سال پایه
R	ریال	درآمد سالانه حاصل از صرفه جویی مصرف انرژی
GPW		ضریب اختلاف ارزش کنونی (Gradient Present Worth)

۳-۷ محاسبه IRR

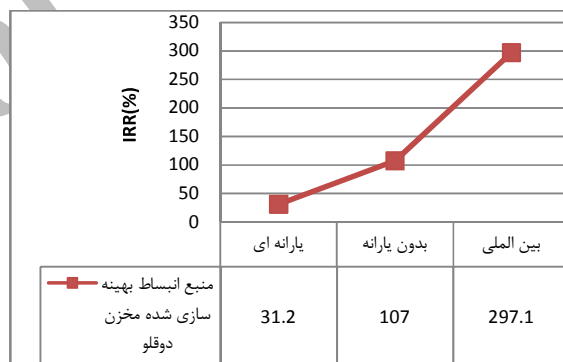
در مرحله بعدی ارزیابی اقتصادی، لازم است تا نرخ بهره داخلی IRR (Internal Rate Of Return) محاسبه گردد. با کمک معادله (۱۱) IRR، نرخ بهره داخلی محاسبه شده است [۸].

$$\sum_{j=i}^{j=n} \frac{R * (1+i)^{-j} * (1+e)^{-j}}{(1+IRR)^j} - \Delta K_o = 0 \quad (11)$$

با توجه به فرمولاسیون فوق الذکر میزان صرفه جویی سالانه محاسبه شده انرژی، می توان به صورت زیر عمل کرد. فرض می کنیم که NPV=0 است.

$$\sum_{j=15}^{j=15} \frac{R_j * (1+0.17)^j * (1+0.13)^j}{(1+IRR)^j} - 983998 = 0 \quad (12)$$

با کمک عملیات سعی و خطا و میانبندی IRR، محاسبه می شود. IRR بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی محاسبه شده است که نتایج آن در جدول (۱۴) ارائه گردیده است.



شکل ۴۴ - تغییرات IRR بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی

جدول ۱۴ - شاخص های مختلف ارزیابی اقتصادی بر مبنای قیمت های مختلف گاز طبیعی

منبع انبساط	شاخص	بین المللی	بدون یارانه	یارانه ای
مخزن دوقلو	Rials/m ³	230	۶۹۰	۱۰۰
	R (ریال)	1971330	591399	85710
	P (ریال)	22660438	6708131	985236
	SPB (Year)	۰.۴۹۹	۱.۶۷	۱۱.۵
	NPV (ریال)	۲۱۶۷۶۴۴۰	۵۸۴۴۱۳	۱۲۳۸
	IRR (%)	۲۹۷.۱	۱۰۷	۳۱.۲

۸ - نتیجه گیری

بررسی های فوق نشان دهنده این مسئله است که، منبع انبساط ارائه شده در این سناریو، دارای کارایی بسیار بالای انرژی است. چراکه بدون استفاده از عایقکاری، قادر است تا اتلافات حرارتی و انرژی را تا ۸۰ درصد میزان اتلافات حرارتی منابع انبساط رایج کاهش دهد. این در حالی

SPB	سال	برگشت سرمایه (Simple Pay Back)
Δk_0	ریال	هزینه های سرمایه گذاری بر مبنای سال پایه
i	%	نرخ بهره بانکی
n	سال	عمر منبع انبساط
e	%	نرخ رشد سالانه قیمت انرژی
NPV	ریال	ارزش خالص کنونی (Net Present Value)
IRR	%	نرخ بازگشت سرمایه داخلی (Internal Return Rate)

۱۰- مراجع

[۱] طباطبایی، سید مجتبی، ۱۳۸۲، محاسبات تاسیسات ساختمان، انتشارات روزبه.

[2] Robert.H Perry, 1997, Perry Chemical Engineering Handbook, McGraw-HILL, INC.

[۳] شیمز، پروینگ، ۱۳۸۰، مکانیک سیالات، انتشارات نوپردازان.

[4] 2698739 Patented Jan. 4, 1955, United States Patent Office.

[۵] اینکروپرا، فرانک پ، ۱۳۸۲، مقدمه ای بر انتقال گرما (ویرایش سوم)، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان.

[6] Holman, J.P,1997, Heat Transfer, McGRAW-HILL, INC.

[۷] ترازنامه انرژی سال 1386.

[۸] قدمیان، حسین، ۱۳۸۵، مدیریت صرفه جویی انرژی.

Archive of SID