



طراحی و شبیه سازی سیستم بازیافت حرارت برای گازهای خروجی سیستم های گرمایش در ساختمان های مسکونی و تجاری

محمد علی توکلی*^۱، مرتضی عبدالزاده^۲، مهدیه اکپرپور^۳، رابعه شریفی^۳

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه تحصیلات تکمیلی و فناوری پیشرفته کرمان

۲- دانشیار بخش مهندسی مکانیک دانشگاه تحصیلات تکمیلی و فناوری پیشرفته کرمان

۳- کارشناس ارشد شرکت گاز استان کرمان

alitavakolimohammad@gmail.com

خلاصه

امروزه به دلیل محدودیت منابع انرژی، مشکلات ناشی از آلودگی محیط زیست، و امنیت تأمین انرژی، استفاده بهینه از انرژی یکی از اساسی ترین مسائل روز دنیا می باشد. سیستم های بازیافت انرژی جهت استفاده از انرژی اتلافی از سیستم های گرمایشی نصب می گردند. این پژوهش از دو قسمت عددی و تجربی تشکیل شده است که هدف آن ساخت یک سیستم بازیافت حرارت برای استفاده از هوای گرم خروجی از آگروز سیستم گرمایشی بوده است. به منظور بررسی تاثیر دما و دبی گاز بر عملکرد آبگرمکن از چند دبی آب مختلف استفاده شده است. دمای گاز ورودی نیز در بازه 100°C تا 160°C متغیر بوده است. نتایج نشان داد با افزایش دبی گاز از 0.01 تا 0.015 گرم بر ثانیه، میزان حرارت جذب شده تا دو برابر، به دلیل افزایش عدد ناسلت بیشتر می شود، همچنین با افزایش دبی گاز ورودی، عدد ناسلت افزایش می یابد. دمای گاز خروجی با افزایش دبی حجمی آب مقداری کاهش یافته که علت آن دریافت حرارت توسط مقدار بیشتری از آب در دبی های بیشتر می باشد که در نتیجه آن دمای خروجی کاهش خواهد یافت. با توجه به اینکه بخاری های گاز سوز موجود در بازار در رده انرژی پایین تر از گرید G هستند این موضوع به منزله وجود پتانسیل صرفه جویی سالیانه حدود ۱۷۰ میلیون مکعب گاز طبیعی می باشد.

کلمات کلیدی: بازیافت حرارتی، بازده، ساخت، مبدل حرارتی.

ABSTRACT

Energy recovery systems are installed to recycle energy from heating systems. This research consists of two numerical and experimental parts, the purpose of which is to build a thermal recovery system for the use of hot air exhaust from the heating system. The device is designed in such a way that the inlet water enters into the spiral tubes and is heated in the chamber due to the entry of the hot gas. In order to investigate the effect of temperature and gas flow on the performance of water heater, several different water flows have been used. The inlet gas temperature varies from 100°C to 160°C . The results showed that the effect of the input gas flow on the system performance is important because, with increasing gas flow from 0.01 to 0.015, the heat transfer coefficient increases to twice. Also, increasing the gas flow rate, the Nusselt number increases. The temperature of the exhaust gas is increased by increasing the volumetric flow rate of water, due to which more heat is received by water in higher fluxes, which will increase the outlet temperature. Given that the gas-fired boilers in the market are even lower than the G grade in terms of energy category, this is an annual saving potential of about 170 million cubic meters of natural gas.

Keywords: Heat recovery, efficiency, construction, heat exchanger.





۱. مقدمه

امروزه نگاه دنیا به بحث انرژی نگاه متفاوتی است که انرژی را از جنبه های امنیتی، اقتصادی، سیاسی و زیست محیطی مورد بررسی قرار می دهند. افزایش راندمان مصرف انرژی با کاهش میزان انتشار آلودگی ارتباط مستقیم دارد. سیستم های بازیاب انرژی جهت استفاده از انرژی اتلافی از سیستم نصب می گردند، به طور کلی سیستم های بازیابی انرژی، از انرژی موجود در یک محیط گرم که سیستم را ترک می کند برای گرم و یا پیش گرم کردن محیط دیگری استفاده می کنند و بدین ترتیب انرژی در حال تلف شدن را به انرژی مفید برای سیستم تبدیل می کنند لذا اولین کار در آنالیز بازیافت حرارت، برآورد کردن واحد مورد بررسی از دیدگاه انرژی و شناختن انرژی های تلف شونده قابل بازیافت در سیستم است. محققان زیادی تاکنون در زمینه سیستم های بازیاب انرژی کار کرده اند. سنلن و همکاران اثر سیستم بازیابی حرارت بر عملکرد دستگاه هواساز در یک سازمان اداری را مورد بررسی قرار دادند. این سیستم برای صرفه جویی انرژی در گرمایش، تهویه و مطبوع بکار می رود. در این مطالعه یک سازمان اداری در دو حالت: سیستم با بازیابی حرارت و بدون سیستم بازیابی حرارت در نظر گرفته شد. سیستم مبدل نوع دوار به عنوان یک سیستم بازیابی حرارت انتخاب شد و عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بدست آمده افزایش عملکرد و کاهش انرژی را برای سیستم با بازیابی حرارت نشان داد [۱]. آگاهی و همکاران به بررسی توربین قدرت موتور به عنوان یک سیستم بازیابی حرارت برای موتور های احتراق داخلی پرداختند. از آنجا که در موتور های احتراق داخلی مقدار زیادی از انرژی از طریق اگزوز اتلاف می شود فن آوری های مختلف برای بازیابی حرارت اتلافی مانند توربین قدرت استفاده شد. نتایج آنها نشان داد، طراحی این توربین باعث کاهش مصرف سوخت و همچنین کاهش پخش CO_2 می شود. این نتایج با استفاده از داده های آزمون عملکرد موتور اعتبار سنجی شدند [۲]. پینار و همکاران با استفاده از سیستم های HVAC یک سیستم برای بازیابی حرارت اتلافی در سقف ساختمان پیشنهاد کردند. این سیستم شامل مبدل حرارتی نوع صفحه ای، دمنده و داکت بود، و در خانه ای کوچک در جنوب شرقی انگلیس مورد آزمایش قرار گرفت مبنی کار این سیستم پیش گرم کردن هوای تازه قبل از استفاده بوده که نتایج آن نشان داد بازگشت سرمایه ای حدود ۱/۷ سال خواهد داشت [۳]. ین و همکاران یک سیستم بازیابی حرارت اتلافی برای کوره های دوار را مورد بررسی قرار دادند، که در آن نه مبدل حرارتی برای کاهش اتلافات حرارتی برای پیش گرم کردن آب مورد استفاده قرار گرفت. در ابتدا مدل ریاضی برای آنالیز درجه حرارت پوسته و نرخ از دست دادن حرارت از مناطق مختلف کوره دوار بدست آمد سپس یک مدل بهینه سازی شده برای رابطه بین پارامتر های طراحی مانند سطح انتقال حرارت و سرعت جریان جرم مبدل با کمک روش ضرایب لاگراژ بدست آمد. در نهایت بهینه سازی سیستم بصورت عملی بررسی شد. نتایج نشان داد، مساحت سیستم با بازیابی حرارت ۱۵/۶٪ از مساحت کوره دوار بدون بازیاب حرارت، کمتر است، [۴]. کونگ و همکاران در مورد یک بازیاب حرارتی استفاده برای بهره گیری از گرمای حاصل از خروجی یک محفظه احتراق به صورت تجربی تحقیق کردند. آنها برای استفاده از گرمای خروجی از محفظه احتراق از یک لوله ماریچ با قطر برای عبور دادن آب از محفظه حاوی گاز داغ استفاده کردند. تاثیر قطر ماریچ در این پژوهش دیده شده است که برای نیل به این هدف از ۴ ماریچ با قطر مختلف استفاده شده است. آنها ضریب انتقال حرارت بین لوله ماریچ و گاز داغ بر حسب عدد رینولدز برای قطرهای مختلف را به دست آوردند. نتایج آنها نشان می دهد که ماریچ با قطر کمتر در رینولدزهای بالا ضریب انتقال حرارت بهتری دارد و در رینولدز های پایین تر مقدار ضریب انتقال حرارت برای ماریچ با قطر بیشتر وضعیت مناسب تری دارد [۵]. ژانگ و همکاران بر روی یک مبدل حرارتی استفاده شده به عنوان بازیاب حرارتی گازهای خروجی ناشی از احتراق پرداختند. آنها الگوریتم HTHE را اصلاح کرده و بهینه سازی کردند نتایج بهینه سازی آنها ۱۲ درصد بهره وری سیستم را افزایش داده و نشان داد با افزایش دما و دبی گازهای خروجی راندمان سیستم افزایش می یابد [۶].

۲. ساخت دستگاه

الگوی اولیه مورد نیاز جهت ساخت، از یک شرکت آمریکایی به نام ConDex می باشد که در زمینه بازیابی انرژی فعالیت دارد. از آنجایی که قرار است دستگاه ساخته شده روی سیستم گرمایش ساختمان مسکونی نصب و مورد آزمایش قرار گیرد لذا تغییراتی در این طرح اعمال شده است. در شکل ۱ شماتیک ساخته شده در این پژوهش را نشان می دهد. این سیستم ساخته شده شامل سه پاس می باشد بدین صورت که گاز های داغ وارد لوله داخلی شده و در پاس دوم از روی لوله ها عبور کرده و سپس در پاس سوم از سیستم خارج می شود. اولین تغییر که در طرح اولیه ایجاد خواهد شد کاهش تعداد پاس ها از سه پاس به یک پاس می باشد. علت این کار اولاً کاهش افت فشار ناشی از حرکت گاز ها به علت عبور از چند پاس می باشد، زیرا که اگر این افت فشار از حدی بیشتر شود جهت خروج گاز از سیستم مجبور به استفاده از فن خواهیم بود که خود باعث کاهش راندمان کلی سیستم می شود، دوماً باعث کاهش هزینه های تمام شده ساخت می شود که خود منجر به کاهش دوره بازگشت سرمایه خواهد شد.

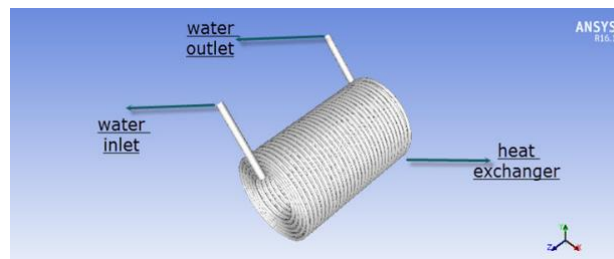




شکل ۱: شماتیک دستگاه ساخته شده

۳. شبیه سازی عددی

در شکل ۴ دستگاه ابگرمکن نشان داده شده است. اساس طراحی این بازیاب حرارتی بر مبنای حرارت تولید شده توسط پکیج استفاده شده در منازل بوده است. با استفاده از نرم افزار فلونت نیز این طرح با دو طرح دیگری که یکی ابعاد آن بزرگتر از مقادیر استفاده شده و دیگری کوچکتر بود، مقایسه شده است. برای انتخاب بازیاب حرارتی مناسب از حل عددی فلونت استفاده شده است که در این قسمت سه هندسه متفاوت بیان شده و نتایج آن برای دمای آب خروجی مقایسه شده است. نتایج حل عددی نیز هندسه مورد استفاده را تایید می کنند. لازم به ذکر است که برای انتخاب لوله های مارپیچ استفاده شده از هندبوک مربوط به طراحی مبدل های حرارتی استفاده شده است. در شکل ۲ اجزای مختلف شکل شبیه سازی شده نشان داده شده است.



شکل ۲: قسمت های مختلف طراحی شده در حل عددی

۳-۱- معادلات حاکم

فرضیات معادلات حاکم عبارتند از: جریان تراکم ناپذیر و پایدار، جریان سه بعدی، در نظر گرفتن جاذبه زمین، خواص ثابت و جریان آرام. معادلات حاکم بر سیستم به دو دسته معادلات حاکم بر سیال و معادلات حاکم بر بدنه لوله ها تقسیم بندی میشود. معادلات حاکم بر سیال ابتدا بیان می شود. معادله ممتوم (ناویر-استوکس) با به کارگیری اصل بقای ممتوم به دست آمده است.

$$\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

معادلات بقای ممتوم در جهات مختلف در ادامه آورده شده است.

در جهت X:

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

در جهت Y:

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

در جهت Z:

$$\frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$





$$Cp \frac{\partial}{\partial x} (\rho u T) + Cp \frac{\partial}{\partial y} (\rho T v) + Cp \frac{\partial}{\partial z} (\rho w T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (5)$$

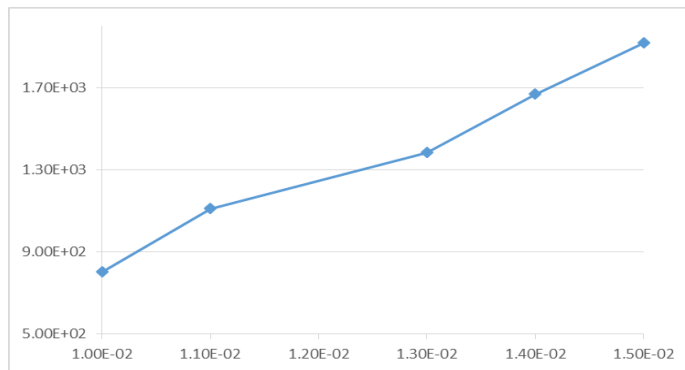
سمت چپ معادله میزان پخش انرژی به دلیل حرکت سیال را نشان می دهد و سمت راست معادله شامل ترم های پخش انرژی می باشد. این معادلات برای هر دو سیال درون لوله ها و بیرون از آن صادق بوده که به کمک معادلات حاکم بر پوسته لوله ها به هم کوپل می شوند.

۳- نتایج

با توجه به اینکه پژوهش حاضر به صورت تجربی و عددی انجام شده است در این فصل در دو قسمت به بیان نتایج حاصل از مطالعات تجربی و حل عددی می پردازیم.

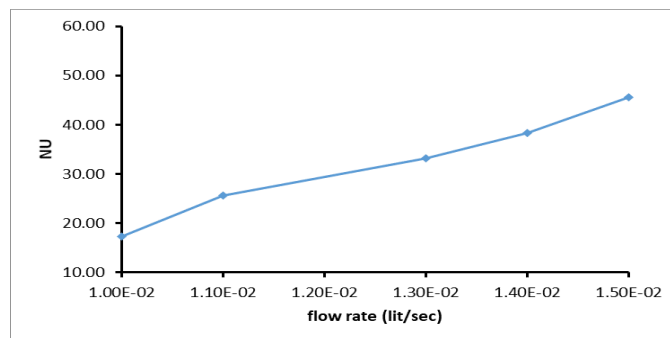
۳-۱- نتایج عددی

توجه به مدل ساخته شده از بازیاب حرارتی در این قسمت از پژوهش به ارائه نتایج عددی این پژوهش می پردازیم. با توجه به اهمیت دبی گاز و دمای گاز ورودی تمرکز محاسبات عددی بر این متغیرها بوده است. در شکل ۳ رابطه بین دبی حجمی گاز ورودی و ضریب انتقال حرارت جابجایی اطراف لوله مسی نشان داده شده است.



شکل ۳: رابطه بین دبی حجمی گاز ورودی و ضریب انتقال حرارت جابجایی اطراف لوله مسی

با توجه به شکل، با افزایش دبی گاز ورودی، اندازه ضریب انتقال حرارت بین لوله مسی و گاز ورودی به مبدل، افزایش می یابد. از آنجایی که هدف از استفاده از بازیاب انتقال انرژی موجود در گاز ورودی به آب موجود در لوله مسی می باشد، افزایش ضریب انتقال حرارت سبب این مهم می شود. با افزایش دبی حجمی از ۰٫۰۱ به ۰٫۱۵، اندازه ضریب انتقال حرارت به دو برابر مقدار خود افزایش می یابد. با توجه به ثابت بودن مساحت ورودی گاز، افزایش دبی به معنی افزایش سرعت بوده که تاثیر سرعت سیال بر ضریب انتقال حرارت را نیز نشان می دهد. در شکل ۴ عدد ناسلت مربوط به بازیاب حرارتی نشان داده شده است.



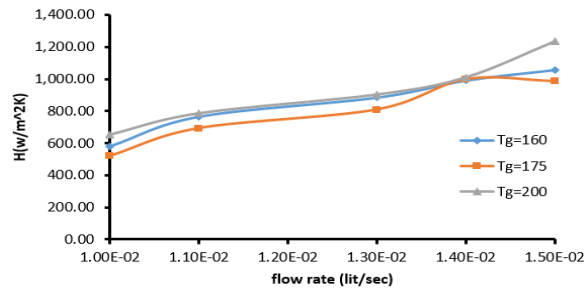
شکل ۴: عدد ناسلت مربوط به بازیاب استفاده شده در دمای ورودی ۱۶۰ درجه سانتی گراد

همان گونه که از مقایسه شکل ۳ و ۴ بر می آید رفتار این نمودار تقریباً مشابه بوده و تاثیر دبی بر روی آنها یکسان می باشد. با افزایش دبی حجمی به اندازه ۵۰ درصد مقدار عدد ناسلت به ۲ برابر مقدار اولیه خود می رسد. در ادامه به بیان تاثیر دمای ورودی گاز بر رفتار بازیاب حرارتی پرداخته می شود. همان گونه که در شکل ۵ دیده می شود مقدار ضریب انتقال حرارت بیشتر تابعی از دبی گاز ورودی بوده و تغییرات آن نسبت به دمای گاز ورودی





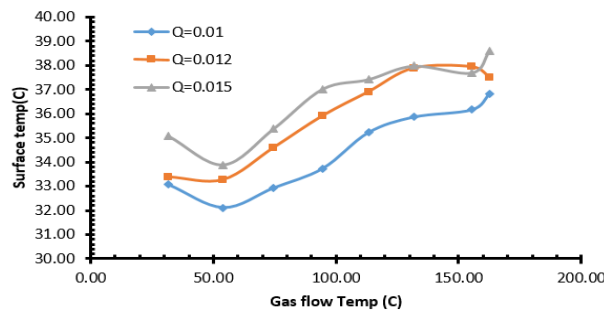
کمتر بوده است. این بدان معناست که انتقال حرارت بین گاز داغ ورودی به بازیاب و لوله های مسی تابعی از دبی می باشد و تاثیر چندانی از دمای گاز نمی پذیرد در حالی که این دما تاثیر خود را در دمای خروجی آب نشان می دهد.



شکل ۵: اندازه ضریب انتقال حرارت در دماهای مختلف ورودی گاز بر حسب دبی حجمی گاز ورودی

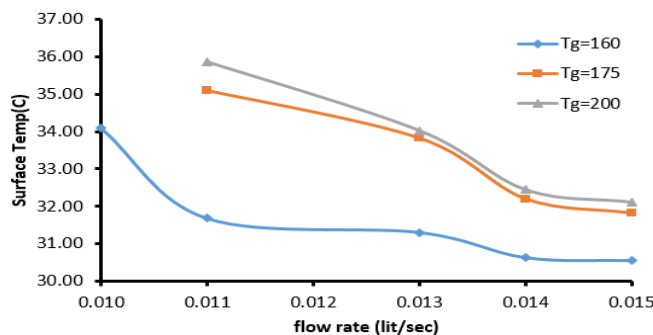
۴-۲- نتایج تجربی

نمونه برداری از نقاط مختلف بدنه، دمای خروجی آب و دمای خروجی گاز بوده است. در همین راستا با توجه به اهمیت پارامتر دبی ورودی به آبرگرمکن نتایج بر حسب این متغیر نیز بیان شده است. در شکل ۱۱ تغییرات دمای بدنه آبرگرمکن بر حسب دمای گاز ورودی نشان داده شده است.



شکل ۶: تغییرات دمای سطح بدنه آبرگرمکن با توجه به دمای گاز ورودی در دمای ۱۶۰ درجه سانتی

همان گونه که در شکل نیز مشخص است، با افزایش دمای ورودی گاز، دمای بدنه نیز افزایش می یابد که این یک امر طبیعی است. با رسیدن دمای گاز ورودی به دمای ۱۶۰ درجه سانتی گراد، دمای سطح آبرگرمکن به ۳۵ درجه سانتی گراد می رسد. شکل ۶ برای حالتی نشان داده شده است که دمای گاز ورودی به بازیاب حرارتی برابر با ۱۶۰ درجه سانتی گراد است. با افزایش دما تاثیر دبی بر دمای سطح بازیاب کاهش می یابد و این می تواند به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت بین لوله های مسی و گاز درون بازیاب باشد. شکل ۷ تغییرات دمای سطح استوانه بر حسب دبی ورودی آب را نشان می دهد.

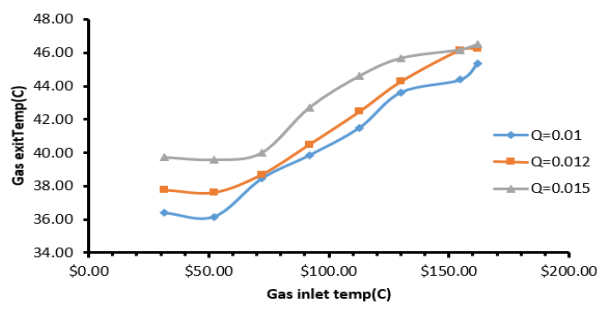


شکل ۷: تغییرات دمای سطح استوانه بر حسب دبی ورودی آب

همان گونه که مشخص است در دبی های کمتر مقدار دمای سطح بیشتر بوده که به تدریج با افزایش دبی آب ورودی به آبرگرمکن، مقدار دمای سطح کاهش یافته که مجدداً در دبی ۰،۱۱ کاهش می یابد. دلیل این پدیده را می توان این گونه بیان کرد با توجه به رسانش زیاد فلز مس که در لوله های مارپیچ استفاده شده است، با افزایش دبی آب ورودی به این لوله ها مقدار گرمای دریافتی آب از هوای داغ افزایش یافته که سبب کاهش حرارت اتلافی



منتقل شده به بدنه و متقابلاً کاهش دمای سطح مبدل می شود. در دمای گاز بالاتر نیز این اتفاق رخ می دهد منتهی با افزایش دمای گاز ورودی دمای سطح نیز افزایش می یابد که این امری طبیعی با توجه به عایق بودن سطح بازیات حرارتی می باشد. در شکل ۸ نیز نمودار مربوط به دمای خروجی گاز نشان داده شده است.



شکل ۸: دمای خروجی گاز بر حسب دمای ورودی گاز

با توجه به شکل مقدار دمای خروجی گاز با توجه به دمای گاز ورودی تقریباً افزایشی می باشد که دارای شیب بسیار ملایم می باشد. دمای گاز خروجی با افزایش دبی حجمی آب مقداری افزایش یافته که علت آن دریافت بیشتر حرارت توسط آب در دبی های بیشتر می باشد که در نتیجه آن دمای خروجی افزایش خواهد یافت. تغییرات دمای گاز خروجی بر حسب دمای گاز ورودی به گونه ای است که با افزایش دمای گاز ورودی تاثیر دبی نیز حفظ می شود و تغییرات دما بر حسب دبی نیز حائز اهمیت می باشد. با افزایش دمای ورودی گاز به محفظه آبگرمکن مقدار دمای گاز خروجی ۳۰ درصد افزایش می یابد. با افزایش دمای ورودی گاز به ۱۶۰ درجه سانتی گراد مقدار دمای خروجی گاز به ۴۵ درجه سانتی گراد می رسد. نرخ افزایش برابر با ۰,۲۵ بوده و تقریباً ثابت بوده است. هدف از ساخت دستگاه به دست آوردن آبگرم ایده آل بوده است. در شکل ۱۴ نمودار دمای خروجی آب با توجه به تغییرات دبی حجمی گاز نشان داده شده است.

۴-۳- اعتبارسنجی

از آنجایی که در مدل های استفاده شده در دینامیک سیالات محاسباتی از فرضیات استفاده شده است و هم چنین به دلیل استفاده از روش های حل عددی برای معادلات پیوستگی و ممتوم، در مدل های دینامیک سیالات محاسباتی عدم قطعیت وجود دارد، لذا انجام اعتبارسنجی ضروری به نظر می رسد. در این پژوهش برای اعتبارسنجی نتایج حل عددی، از داده های برداشت شده از داده های گرفته شده از آبگرمکن ساخته شده استفاده شده است. جدول ۲ نتایج حاصل از حل عددی و داده های برداشت شده از آبگرمکن را نشان می دهد. نتایج جدول برای دبی گاز ورودی ۰,۰۰۵ لیتر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. دمای آب ورودی برابر با ۲۶,۴ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است.

جدول ۲: مقایسه نتایج تجربی و عددی برای اعتبارسنجی

دبی	زمان	دمای گاز ورودی به	دمای آب خروجی از	دمای خروجی آب از نتایج تجربی
lit/s		آبگرمکن	حل عددی	
۰/۰۰۹	۲۲:۱۰	۱۴۴/۱	۴۸/۲	۴۷,۶
۰/۰۱	۲۳:۰۰	۱۶۰	۵۱	۵۰
۰/۰۱۱	۲۳:۳۰	۱۵۰	۳۶,۳	۳۷,۲۵
۰/۰۱۳	۲۳	۱۴۸	۳۶,۸	۳۵,۹
۰/۰۱۵	۲۲	۱۴۴	۳۴	۳۵,۱

بیشترین خطا تقریباً ۵٪ است و می توان گفت دقت نتایج محاسباتی در محدوده مناسبی می باشد.

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش به منظور بررسی تاثیر دما و دبی گاز بر عملکرد آبگرمکن از چند دبی آب مختلف از جمله ۰,۰۱۲، ۰,۰۱۱، ۰,۰۱۰، ۰,۰۰۹، ۰,۰۰۸ و ۰,۰۱۳ استفاده شده است. دمای گاز ورودی نیز در بازه ۱۰۰ تا ۱۶۰ درجه متغیر بوده است. تاثیر دمای ورودی بر عملکرد سیستم حائز اهمیت بوده و با افزایش مقدار دما، دمای آب خروجی نیز افزایش می یابد. با رسیدن دمای گاز ورودی به ۱۶۰ درجه سانتی گراد مقدار دمای آب گرم خروجی به ۵۰ درجه سانتی



گرماد نیز می‌رسد. با شروع به کار کردن سیستم آبگرمکن، دما در بالای آبگرمکن کمتر بوده و در پایین آن دما بیشتر بوده است. تاثیر دبی بر عملکرد آبگرمکن به گونه ای بوده است که با افزایش دبی، کاهش دمای خروجی دیده شده است که این می‌تواند بیان کننده دبی بهینه برای سیستم ساخته شده در مقدار ۰,۰۰۹ لیتر بر ثانیه باشد. تاثیر پارامترهای ورودی بر رفتار بدنه آبگرمکن نیز به گونه ای بوده است که با افزایش دبی آب، اندازه دمای بدنه، کاهش می‌یابد که علت آن جذب حرارت بیشتر در دبی بیشتر توسط آب می‌باشد. در قبال افزایش دمای ورودی گاز، دمای بدنه افزایش یافته و در نهایت بعد از رسیدن دمای گاز به ۱۶۰ درجه سانتی گراد مقدار دمای بدنه به ۴۰ درجه سانتی گراد رسیده است.

۵- مراجع

- [1] Şenlen, O.A., Celen, A., Çebi, A., Dalkilic, A.S. and Wongwises, S., August. (2014). Effect of the Heat Recovery System to the Performance of Air Handling Unit of a Workplace. In ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting with the ASME 2014 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (pp. V01CT16A014 V01CT16A014). American Society of Mechanical Engineers.
- [2] Aghaali, H. and Ångström, H.E., (2015). A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, pp.813-824.
- [3] Cuce, P.M., Cuce, E. and Riffat, S., (2016). A novel roof type heat recovery panel for low-carbon buildings: An experimental investigation. *Energy and Buildings*, 113, pp.133-138.
- [4] Yin, Q., Chen, Q., Du, W.J., Ji, X.L. and Cheng, L., (2016). Design requirements and performance optimization of waste heat recovery systems for rotary kilns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, pp.1-8.
- [5] Roberto Scaccabarozzi, Michele Tavano, (2018). Costante Mario Inverniz Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines, *Emanuele Martelli S0360 5442(18)31070-3*.
- [6] Akbari, Shahriar Kouravand, Gholamreza Chegini, (2018). Experimental Analysis of a Rotary Heat Exchanger for Waste Heat Recovery From the Exhaust Gas of Dryer, *S1359-4311(17)36812-6*.

