



Effect of Condensation on the Heat Transfer of a Shell and Tube Heat Exchanger with Use of Combined Heat and Power Generation

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Heidary A.¹ BSc,
Ehteram M.A.^{*2} PhD

How to cite this article

Heidary A, Ehteram M.A. Effect of Condensation on the Heat Transfer of a Shell and Tube Heat Exchanger with Use of Combined Heat and Power Generation. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(2):297-310.

ABSTRACT

In the present paper, the performance of a shell and tube heat exchanger in which its cold working fluid is water and its hot working fluid is flue gases from natural gas-fueled internal combustion engine with working power of 15.4 kW was investigated. At first, with changing temperature and flow rate of inlet water, the performance of heat exchanger in both condensation and non-condensation situations was experimentally studied in the laboratory in order to have a criterion for validation of the simulations results in future. By comparing different simulation models in Aspen B-JAC software, the least error simulation model was chosen to do the other costly and impossible analyzes numerically in the laboratory environment. The study of the effect of the tube's inner diameter on the heat exchanger's performance in condensation situation showed 5.4% increase in the heat transfer while inner diameter decreases from 7 to 6 mm. The separation of the different heat transfer stages showed 26.4% of the latent heat transfer in the maximum discharge experiments for the inner diameter of 6 mm. Finally, the engine/heat exchanger set was assessed as micro combined heat and power and assumed that the heat exchanger is used for providing hot water for a 4-person family house in Tehran and the combustion engine is used for generating electrical power. This set was able to provide hot water during 9 warm months of a year by 1-hour work per day with 29% decrease of fuel consumption in comparison with traditional burners and at the same time, this set provides almost twice the electrical power requirements.

Keywords Shell and Tube Heat Exchanger; Condensation; Heat Transfer; Internal Combustion Engine; Combined Heat and Power

¹Energy conservation Department. Mechanical & Energy Engineering Faculty, Shahid Beheshti University(SBU), Tehran, Iran

²Energy Systems Department. Mechanical & Energy Systems Engineering Faculty, Shahid Beheshti University(SBU), Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical & Energy Systems Engineering Faculty, Abbaspour School of Engineering, Shahid Beheshti University (SBU), Bahar Boulevard, Hakimieh, Tehran, Iran
Phone: +98 (21) 73932719
Fax: -
m_ehteram@sbu.ac.ir

Article History

Received: May 11, 2019
Accepted: May 14, 2019
ePublished: February 01, 2020

CITATION LINKS

[1] Performance of air-to-water copper finned-tube heat exchangers at moderately low air-side Reynolds numbers, including effects of baffles [2] Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation) [3] Sensible and Latent heat transfer to a baffled finned-tube heat exchanger [4] The effect of surface tension variation on filmwise condensation and heat transfer on a cylinder in crossflow [5] Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counterflow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger [6] Predicting the performance of multistage heat exchangers [7] Condensation heat transfer of actual flue gas on horizontal tubes [8] Prediction and performance of compact heat exchanger with small diameter tubes for latent heat recovery [9] Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas [10] Condensation of water vapor and acid mixtures from exhaust gases [11] Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases [12] Design of cooler condensers for mixtures of vapors with noncondensing gases [13] Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas [14] Numerical simulation of sulfuric acid vapor condensation characteristics on an external three-dimensional finned tube surface [15] Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger [16] Effect of using condensation package on energy consumption optimization [17] Condensing boilers in buildings and plants refurbishment [18] Condensing boiler applications in the process industry [19] Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria [20] Convective boiling and condensation [21] Engineering of air conditioning and central heating

تأثیر چگالش بر انتقال حرارت یک مبدل پوسته و لوله با کاربری تولید همزمان برق و حرارت

علی حیدری BSc

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

محمدعلی احترام PhD

گروه سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

چکیده

در مقاله حاضر عملکرد یک مبدل پوسته و لوله که سیال سرد آن آب شهری و سیال گرم آن گازهای حاصل از احتراق یک موتور احتراق داخلی گازسوز که دارای توان کاری ۱۵/۴ کیلووات است، بررسی شد. در ابتدا با تغییر دما و دبی جریان آب ورودی، عملکرد مبدل در حالات بدون چگالش و با چگالش در آزمایشگاه بررسی شد تا در ادامه با انجام شبیه‌سازی‌های یک‌بعدی معیاری برای سنجش صحت نتایج عددی وجود داشته باشد. با مقایسه مدل‌های مختلف عددی در نرم‌افزار Aspen B-JAC کم‌خطاترین مدل شبیه‌سازی انتخاب شد تا دیگر تحلیل‌های هزینه‌بر و ناممکن در محیط آزمایشگاه به صورت عددی صورت پذیرند. بررسی اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها بر عملکرد مبدل در حالت وجود چگالش، افزایش ۵/۴ درصدی انتقال حرارت به ازای کاهش قطر لوله‌ها از ۷ به ۶ میلی‌متر را پیش‌بینی کرد. تفکیک سهم مراحل مختلف انتقال حرارت نشان از سهم ۲۶/۴٪ انتقال حرارت نهان در بیشینه دبی آزمایش‌ها برای قطر داخلی ۶ میلی‌متر داشت. در انتها مجموعه موتور- مبدل به عنوان یک میکرو CHP بررسی و فرض شد که از مبدل برای گرمایش آب گرم مصرفی یک خانواده ۴ نفره در تهران و از موتور احتراقی متصل به ژنراتور برای تولید برق استفاده شود. این مجموعه قادر خواهد بود در ۹ ماهه گرم سال با یک‌ساعت کار روزانه آب گرم مصرفی را با کاهش ۲۹ درصدی مصرف گاز شهری نسبت به مقدار مصرف مشعل‌های سنتی تامین کند و در عین حال تقریباً ۲ برابر برق مورد نیاز را تولید کند.

کلیدواژه‌ها: مبدل پوسته و لوله، چگالش، انتقال حرارت، موتور احتراق داخلی، تولید همزمان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۷/۱۲

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۲۴

*نویسنده مسئول: m_ehteram@sbu.ac.ir

۱- مقدمه

در حالتی که یک مبدل حرارتی با گازهای داغ حاصل از احتراق و سیال خنک‌کننده در ارتباط است، با ایجادکردن شرایط چگالش می‌توان از گرمای نهان نیز استفاده کرد و در نتیجه بازده مبدل را به میزان قابل توجهی افزایش داد.

سابقه تحقیق پیرامون بحث چگالش در مبدل‌ها از اواخر سده ۲۰ میلادی شروع شده و در این میان به بحث‌های مختلفی همچون به‌دست‌آوردن معادلات مربوطه و حل آنها با روش‌های بسط تفاضل محدود و روش‌های تکراری پرداخته شده و بعضاً اعتبارسنجی آنها در محیط آزمایشگاهی صورت گرفته است. مسائل دیگری همچون خوردگی و تولید آب شرب نیز مورد توجه بوده‌اند. در ادامه خلاصه‌ای

از این مقالات آورده شده است. /بیدم و همکاران [1-3] و جاکوبی و همکاران [4-6] طی سال‌های ۱۹۸۷ تا ۱۹۹۳ عملکرد انتقال جرم و حرارت یک مبدل چگالشی دارای لوله‌های پره‌دار را به‌صورت آزمایشگاهی و تحلیلی بررسی کردند. نتایج آزمایشگاهی آنها برای انتقال حرارت جابجایی اجباری منجر به ارائه رابطه ۱ شد.

$$J = C Re^m \quad (1)$$

که در آن J به‌عنوان پارامتر انتقال حرارت محسوس براساس رابطه ۲ تعریف می‌شود.

$$J = \left(\frac{h}{Gc_p} \right) Pr^{\frac{2}{3}} \sqrt{S1} \quad (2)$$

برای انتقال حرارت نهان وابسته به انتقال جرم، مشابه بحث انتقال حرارت جابجایی، رابطه ۳ ارائه شد.

$$J = C' S C m' \quad (3)$$

پارامترهای m, m', C و C' توسط داده‌های تجربی تعیین می‌شوند.

از سال ۱۹۹۹ تا ۲۰۰۹، اُساکیب و همکاران [7-9] محاسبات یک‌بعدی موازنه جرم و حرارت را برای گازهای حاصل از احتراق در یک مبدل حرارتی دارای پره و بدون پره استخراج کردند. مطالعات تجربی با استفاده از محصولات احتراق ناشی از پروپان، گاز طبیعی و سوختن نفت و بررسی تأثیر پارامترهایی همچون دبی محصولات احتراق، دمای آب سرد و دبی جریان آب سرد صورت پذیرفت. برای آزمایش‌هایی که در آنها از محصولات احتراق ناشی از نفت استفاده شده بود، دبی جریان آب سرد بین ۱۰۰۰ تا $۳۷۰۰ \left(\frac{kg}{h} \right)$ و دبی محصولات احتراق بین ۶۰ تا $۱۷۶ \left(\frac{kg}{h} \right)$ متغیر بود. مقدار pH مایعات چگالش‌یافته در حدود ۴ تا ۵ اندازه‌گیری شد. انتقال حرارت ناشی از چگالش در شرایط دمای بالای دیواره لوله‌ها به‌خوبی پیش‌بینی شد اما در مقادیر دمای کمتر از $۳۰^\circ C$ دیواره لوله‌ها و همچنین در شرایطی که غلظت جرمی بخار آب با تزریق افزایش یافته بود، انتقال حرارت کل بیشتر از مقدار پیش‌بینی‌شده توسط روابط تشابهی بود. همچنین میزان دبی آب سرد، عامل مهم تاثیرگذار بر نرخ چگالش شناخته شد.

پلاپروخو [10] شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی را برای چگالش بخار آب و اسید انجام داد که نتایج آن، بنا به شرایط احتراق و دمای میانگین سطح لوله، بین ۷ تا ۲۵٪ با نتایج آزمایشگاهی تفاوت داشت. در سال ۲۰۰۵، چه و همکاران [11] به کمک معادله کلبرن-هاگن [12] به تحلیل فرآیند انتقال حرارت و میزان جرم بخار آبی که روی دیواره خارجی لوله‌های مبدل چگالش می‌شود، پرداختند. آنها عوامل اصلی تاثیرگذار بر ضریب انتقال حرارت جابجایی- چگالش را فشار جزئی بخار آب، دمای دیواره خارجی لوله، دمای مخلوط، عدد رینولز و پرانتل دانستند. آنها براساس نتایج تجربی، رابطه‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی- چگالش ارائه کردند که این ضریب ۱/۵ تا ۲ برابر ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بدون چگالش بود.

ساخت این مبدل‌ها از فولاد ضد زنگ یا آلیاژ ترکیبی آلومینیوم-سیلیکون استفاده می‌شود که در مقابل ترکیبات اسیدی از مقاومت کافی برخوردارند [17].

در صورت دفع مایعات حاصل از چگالش به سیستم‌های فاضلاب چدنی، نیاز به سیستم خنثی‌کننده است. این امر توسط مخزن پلاستیکی که از دانه‌های سنگ آهک یا مرمر پر شده و باعث بالاآوردن pH مایع چگالش‌یافته می‌شود، صورت می‌گیرد. در مبدل‌های چگالشی اگر محصولات احتراقی تا حدی خنک شوند که نیروی شناوری لازم برای خروج طبیعی از مجراهای باریک دودکش را نداشته باشند از فن برای به حرکت درآوردن آنها استفاده می‌شود. نکته دیگر مربوط به هزینه اولیه راه‌اندازی مبدل‌های چگالشی در موتورخانه منازل است. در نگاه اول هزینه راه‌اندازی مبدل‌های چگالشی بیشتر از مبدل‌های غیرچگالشی و پکیج‌ها است، اما در ادامه مطالعات بسیاری صورت پذیرفته که نشان می‌دهد با توجه به هزینه تعمیر و نگهداری کمتر، طول عمر مفید بیشتر و هدررفت حرارتی کمتر مبدل‌های چگالشی، استفاده از آنها کاملاً توجیه‌پذیر است. در همین راستا از سال ۲۰۰۲ در اتحادیه اروپا، استفاده از بویلرهای غیرچگالشی ممنوع شد [18]. لازم به ذکر است در سیستم آزمایشگاهی حاضر، با به‌کارگیری از موتور احتراقی، نیازی به استفاده از فن نبوده است.

همان‌طور که در بحث مرور بر مقالات گذشته در زمینه چگالش در مبدل‌ها تحقیقات مختلفی صورت گرفته اما عواملی مانند اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها، بررسی مراحل مختلف انتقال حرارت، تأثیر میزان دبی چگالش بر انتقال حرارت و تأثیر دمای محصولات احتراقی خروجی از مبدل پوسته و لوله بر میزان کارایی چگالش به‌خصوص برای تولید همزمان از یک موتور احتراق داخلی سبک کمتر بررسی شده است. به‌طور کلی این مطالعه سعی در شناخت پدیده چگالش و عوامل تأثیرگذار بر آن دارد و در انتها، عملکرد سیستم آزمایشگاهی مورد بررسی آماری و اقتصادی قرار گرفته است.

لازم به ذکر است از آنجا که پدیده چگالش دارای دو رویکرد مثبت (در راستای افزایش بازدهی) و منفی (در راستای خوردگی لوله‌ها) است، در این مقاله تنها به وجه مثبت آن پرداخته می‌شود.

۲- نحوه انجام آزمایش و تجهیزات آزمون

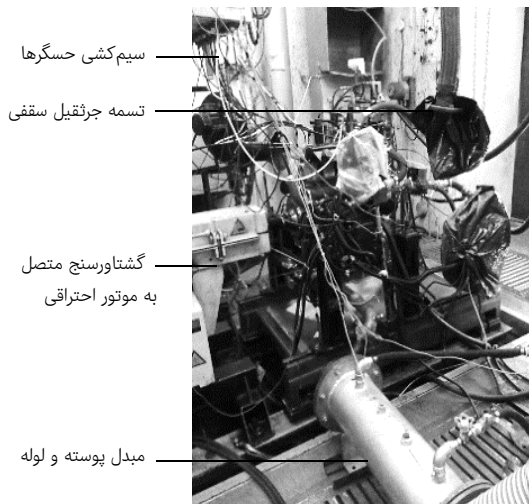
تحلیل‌هایی که در این مقاله آمده است، بر مبنای یک مبدل حرارتی پوسته و لوله مدل BEM با پوسته‌ای به قطر خارجی ۲۱cm و طول لوله‌های ۷۰cm است که سیال سرد آن آب شهری و سیال گرم آن محصولات احتراقی موتور گازسوز خودروی پیکان است. سطح بیرونی مبدل عایق‌کاری شده است و مکان قرارگیری جریان گاز داغ، داخل لوله‌ها و جریان آب، داخل پوسته است. بدین ترتیب اغتشاش بیشتری در جریان گاز رخ خواهد داد و با توجه به قرار نگرفتن جریان گاز داغ در سمت پوسته، اتلاف حرارت به محیط بیرون کمتر می‌شود و در نتیجه گرمایش آب سرد بهتر صورت می‌گیرد.

هانگ و همکاران [13] به بررسی اثر گازهای غیرقابل تراکم بر میزان چگالش در حالات چگالش فیلمی و قطره‌ای پرداختند. آنها مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر چگالش فیلمی در حضور گازهای غیرقابل تراکم را ضخامت فیلم چگالش، امواج سطح، مقاومت برشی سطحی و مکش دانستند. همچنین وانگ و همکاران [14] یک مدل انتقال حرارت و جرم برای گازهای حاصل از احتراق ارائه کردند که نشان می‌داد نحوه توزیع مایع چگالش‌یافته بیشتر به چگونگی توزیع دما در پره‌های مبدل بستگی دارد.

ژئونگ و همکاران [15] به تحلیل موضوع چگالش گازهای حاصل از احتراق در مبدل‌های حرارتی پرداختند تا مقدار گرمای داده‌شده به سیال سرد و مقدار چگالش را پیش‌بینی کنند. آنها نتایج به‌دست‌آمده خود را با انجام آزمایش‌هایی اعتبارسنجی کردند که با تقریب قابل قبولی، نتایج صحیح ارزیابی شد. مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد یک مبدل را نسبت دبی جرمی سیال سرد به دبی جرمی گازهای حاصل از احتراق، دمای سیال سرد و نسبت دبی گازهای حاصل از احتراق به مساحت کل انتقال حرارت انجام‌شده، دانستند. پارامتر کارایی چگالش برای ارزیابی عملکرد کمی مبدل‌های چگالشی را به‌صورت نسبت دبی جرمی چگالش به دبی جرمی بخار ورودی $(\frac{\dot{m}_{condensed}}{\dot{m}_{H_2O,in}} \times 100)$ تعریف کردند. در ادامه از نسبت دبی جرمی جریان آب سرد به دبی جرمی گاز ورودی $(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{g,in}})$ برای بررسی این پارامتر استفاده شد. در نهایت پیش‌بینی شد به ازای تغییرات نسبت از ۵٪ تا $(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{g,in}})$ ۱، کارایی چگالش بین ۱۰ تا ۳۰٪ تغییر می‌کند.

در سال ۲۰۱۳ نتایج حاصل از اندازه‌گیری صیاح و همکاران [16]، برتری ۱۱/۵ درصدی راندمان پکیج‌های چگالشی نسبت به پکیج‌های ساده را نشان داد. همچنین نتایج نشان داد یکی از عوامل تعیین‌کننده در افزایش راندمان، دمای آب برگشتی به پکیج (ورودی به مبدل حرارتی چگالنده) است. این دما هرچه اختلاف بیشتری با دمای نقطه شبنم بخار آب موجود در محصولات احتراق داشته باشد، افزایش راندمان بیشتری صورت می‌پذیرد. افزایش دمای آب برگشتی نیز موجب افزایش دمای گازهای خروجی از دودکش و در نتیجه کاهش نرخ چگالش و راندمان پکیج می‌شود. براساس محاسبات آنها می‌توان با به‌کارگیری پکیج چگالشی به‌جای پکیج‌های ساده در ساختمان‌های جدید، سالانه تا ۴۵۸ میلیون متر مکعب در مصرف گاز ایران صرفه‌جویی نمود. با توجه به اختلاف هزینه پکیج‌های چگالشی و ساده و آنالیزهای اقتصادی صورت‌گرفته، زمان بازگشت سرمایه جایگزینی پکیج ساده با نوع چگالشی آن از دیدگاه ملی ۱/۷ سال برآورد شد.

مبدل‌های چگالشی در کنار مزایایی که پیرامون انتقال حرارت بیشتر و کاهش آلاینده‌ها به جهت مصرف کمتر سوخت‌های فسیلی دارند، دارای مشکلاتی نیز هستند. از جمله اسیدی‌بودن مایعات حاصل از چگالش محصولات احتراقی که موجب خوردگی و سوراخ‌شدن اغلب فلزات می‌شوند. برای مقابله با این مشکل در



شکل ۲) آزمایشگاه و مبدل پوسته و لوله مورد بررسی

در حالت بدون چگالش، دمای جریان آب ورودی به مبدل حدود $10/0 \pm 0/05^{\circ}\text{C}$ ثابت نگه داشته شد و دبی آب در بازه محدود $10 \pm 1 \text{ (kg/h)}$ تغییر کرد. عملاً یک نقطه کاری برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی حالت بدون چگالش که از پیچیدگی خاصی برخوردار نیست، کافی است. این آزمایش در بازه مذکور در ۳ نوبت دیگر تکرار شد و به‌طور میانگین در هر آزمایش داده‌ها به مدت ۲۰ ثانیه ثبت شدند. واریانس کل مقادیر ثبت‌شده برای دمای خروجی محصولات احتراق $0/29\%$ و برای دمای خروجی آب $0/04\%$ به‌دست آمد که نشان می‌دهد با تکرار آزمایش نتایج تقریباً یکسانی به‌دست آمده است.

در حالت وجود چگالش، دمای جریان آب ورودی به مبدل حدود $19 \pm 0/05^{\circ}\text{C}$ ثابت نگه داشته شد و دبی آب در ۳ مقدار 129 ± 3 ، 255 ± 3 و 450 (kg/h) تغییر کرد. در این حالت ۳ نقطه کاری برای اعتبارسنجی بهتر شبیه‌سازی حالت وجود چگالش در نظر گرفته شد. این آزمایش در ۲ نوبت دیگر نیز تکرار شد و به‌طور میانگین در هر آزمایش داده‌ها به مدت ۳۰ ثانیه ثبت شدند. واریانس مقادیر ثبت‌شده برای دمای خروجی محصولات احتراق در آزمایش‌های دارای دبی آب یکسان بین $0/01\%$ تا $0/03\%$ و برای دمای خروجی آب بین $0/03\%$ تا $0/08\%$ به‌دست آمد که نشان می‌دهد با تکرار آزمایش، نتایج تقریباً یکسانی به‌دست آمده است.

لازم به ذکر است آزمون‌ها در اتاق آزمون مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو انجام شده است. مشخصات موتور مورد آزمایش نیز در جدول ۱ و سایر اطلاعات موجود از مبدل چگالشی در جدول ۲ آمده است.

جدول ۱) اطلاعات موتور احتراقی

عنوان	مقدار	واحد
حجم موتور	۱۶۰۰	cc
تعداد سیلندر	۴	-
دور کاری	۱۵۰۱	rpm
توان کاری	۱۵/۴	kW
دور بیشینه	۵۲۵۰	rpm
توان بیشینه	۵۴	kW

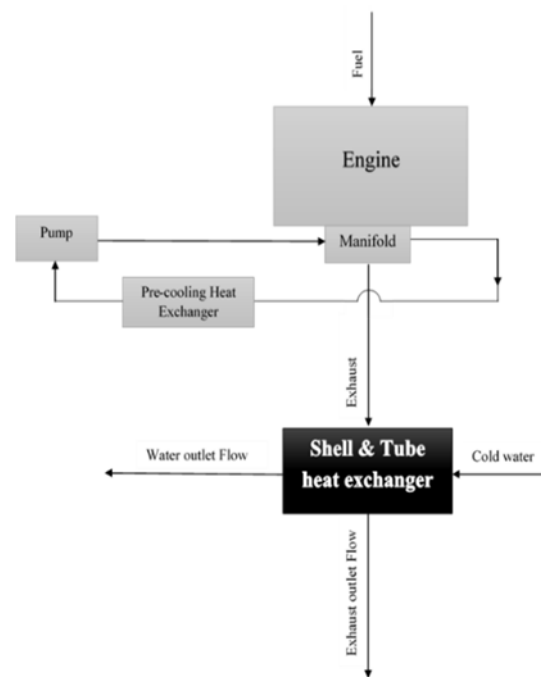
سوخت موتور احتراقی گاز طبیعی شهری بوده و گازهای حاصل از احتراق آن وارد مبدل چگالشی مورد بررسی شده تا گرمایش آب را صورت دهند. این فرآیند در بعضی شرایط بدون چگالش، تنها با کاهش دمای محصولات احتراق و در بعضی شرایط با چگالش و تولید مایع چگالش‌یافته انجام می‌شود. همچنین مبدل دیگری تعبیه شده که عمل خنک‌کاری منیفولد را انجام می‌دهد که تنها در بخش ۲-۵ مورد بررسی قرار خواهد گرفت. به‌طور کلی سیستم آزمایشگاهی، با هدف تولید برق و گرمایش آب همزمان برای خانه‌های کوچک طراحی شده است.

طرحواره مسئله مورد بررسی در شکل ۱ آمده است. همان‌طور که در این شکل نشان داده می‌شود، محصولات احتراقی مستقیماً از موتور وارد مبدل مورد بررسی نشده و در ابتدا در چرخه‌ای دیگر قدری خنک می‌شوند.

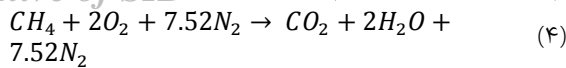
در نتیجه باید توجه داشت که حسگرها، دمای محصولات احتراقی وارد در مبدل چگالشی را اندازه‌گیری کرده‌اند که مبدل اصلی مورد بررسی این مقاله است.

در شکل ۲ تصویری از محیط آزمایشگاهی، حسگرهای متعدد دماسنج، دبی‌سنج و فشارسنج نصب‌شده بر مبدل، موتور احتراقی و همچنین گشتاورسنج جهت اعمال گشتاور بر موتور و تنظیم دور آن نمایش داده شده است.

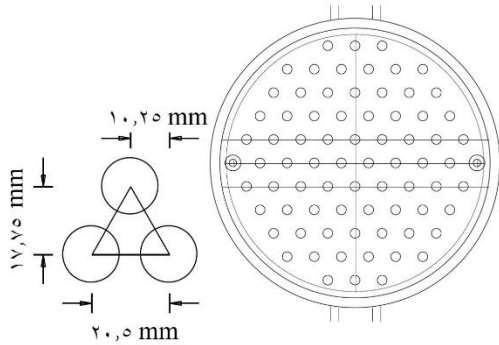
دقت اندازه‌گیری حسگرهای دما $0/1^{\circ}\text{C}$ سانتی‌گراد و دبی‌سنج 1 (kg/h) است. کلیه حسگرها در هر ثانیه داده‌های مربوط به دما، دبی و فشار جریان‌ها و دور موتور را ثبت می‌کردند. پس از راه‌اندازی سیستم آزمایشگاهی در هر آزمایش مدت زمان کافی برای گرم‌شدن موتور در دور کاری 1500 rpm و ثابت‌شدن شرایط جریان‌ها در نظر گرفته می‌شد.



شکل ۱) طرحواره پروژه آزمایشگاهی



هرچند برای اطمینان خاطر بیشتر، محاسبه ترکیبات محصولات احتراق یکبار با فرض هوای اضافه و بار دیگر با فرض سوخت ناقص انجام شد، اما تغییر محسوس در نتایج شبیه‌سازی ایجاد نشد. آب نیز به‌عنوان تنها عضو ورودی جریان سرد در نظر گرفته می‌شود. نمای داخلی مبدل شبیه‌سازی شده در شکل ۳ نمایش داده شده است.



شکل ۳) مقطع عرضی مبدل شبیه‌سازی شده و نوع آرایش لوله‌ها

۳-۲- تخمین تئوری حالت وجود چگالش

در این بخش به شبیه‌سازی آزمایش‌هایی پرداخته می‌شود که در آنها گازهای حاصل از احتراق دچار چگالش شده‌اند. با توجه به اینکه جریان گرم متشکل از چندین گاز است، از مدل «چگالش جریان چندجزئی» استفاده شده است.

در این دسته از آزمایش‌ها، دمای آب ورودی به حدود ۱۹°C کاهش یافته که این کار شرط لازم و نه کافی برای رخ دادن پدیده چگالش است. برای اینکه بتوان به‌طور قطع از وجود چگالش سخن گفت، باید اطمینان حاصل شود که دمای سطح دورنی لوله‌ها از دمای نقطه شبنم گاز پایین‌تر است. در این امر عوامل دیگری همچون دبی آب و فشار محصولات احتراق نیز تأثیرگذار هستند.

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در سمت لوله‌ها که در این دسته از آزمایش‌ها با چگالش همراه اند و جریان دو فازی از روش تبورک استفاده می‌شود [19].

$$h_{cs} = h_l (\varphi_l^2)^m \quad (۵)$$

که در آن:

$$\varphi_l^2 = \frac{\Delta P_{tp}}{\Delta P_l} \quad (۶)$$

پارامتر φ_l^2 که بیانگر نسبت افت فشار جریان دو فاز به جریان مایع خالص است، می‌تواند توسط یک رابطه مناسب افت فشار دو فاز تعیین شود. رابطه لوکارت-مارتینلی [20] یک تقریب قابل قبول در این زمینه است و در نتیجه از آن برای محاسبه میزان افت فشار در سمت لوله‌ها استفاده می‌شود. لازم به ذکر است علت وجود روش‌های متعدد محاسبه خواص مواد (وجود انواع معادلات حالت و مدل‌های اکتیویته) و روش‌های محاسبه افت فشار، عدم وجود روشی یکتا برای تمامی شرایط است. چراکه هر رابطه‌ای در بازه

جدول ۲) اطلاعات مبدل

عنوان	مقدار
نوع مبدل	BEM
وضعیت قرارگیری مبدل	افقی
جهت جریان‌ها	ناهمسو
کلاس کاری	عادی
استاندارد TEMA	سرویس‌های شیمیایی (B)
جنس پوسته	فولاد کربن
قطر خارجی پوسته	۲۱۹/۰۸mm
قطر داخلی پوسته	۲۰۵mm
نوع لوله	ساده
جنس لوله	SS 304
قطر خارجی لوله	۷ میلی‌متر
قطر داخلی لوله	۶ میلی‌متر
قطر بیرونی مجاز کارگذاری لوله‌ها	۱۹۵/۵mm
طول لوله	۷۳۰mm
تعداد لوله‌ها	۷۴ عدد
تعداد پاس لوله‌ها	۱ پاس
نوع بفل	تک‌برشه
برش بفل	۴۱%
فاصله‌ی بین بفل‌ها	۱۵۱/۳mm
فاصله اولین بفل از صفحه لوله	۱۰۹/۳mm
تعداد بفل‌ها	۴ عدد
افت فشار مجاز سمت پوسته	۱۰۰kPa
افت فشار مجاز سمت لوله	۳kPa

۳- تخمین تئوری

پس از توضیح شرایط آزمایشگاهی، اکنون به شبیه‌سازی آزمایش‌های انجام شده و چگونگی روش شبیه‌سازی در هر یک از حالات بدون چگالش و با چگالش پرداخته می‌شود.

۳-۱- تخمین تئوری حالت بدون چگالش

در ابتدا آزمایش‌هایی بررسی خواهند شد که در آنها گازهای حاصل از احتراق دچار چگالش نشده‌اند. این موضوع بنا به بالاتر بودن دمای آب ورودی به مبدل از دمای نقطه شبنم محصولات احتراقی که براساس نتایج شبیه‌سازی ۵۶/۶°C پیش‌بینی شده است، مشخص می‌شود. در نتیجه شبیه‌سازی براساس شرایط بدون چگالش انجام می‌شود و سپس دبی و دمای جریان‌های ورودی جایگذاری می‌شوند. در ادامه توضیح فرض‌هایی آمده است که برای تکمیل شبیه‌سازی به‌کار رفته‌اند.

مقاومت رسوب‌گذاری جریان‌ها، برای جریان سرد $(\frac{m^2 K}{W})$ ۰/۰۰۰۱ و برای محصولات احتراقی ناشی از سوخت سبک متان $(\frac{m^2 K}{W})$ ۰/۰۰۰۲ جایگذاری می‌شود. برای وارد کردن اجزاء تشکیل‌دهنده جریان گرم که محصولات احتراقی هستند از فرض CH_4 خالص به‌عنوان سوخت موتور استفاده می‌شود. با توجه به حسگر نسبت‌سنج هوا به سوخت نصب شده در سیستم که در تمامی مراحل آزمایش λ را بین ۰/۹۷۷ تا ۱/۰۲۱ اندازه‌گیری کرده است، مقدار متوسط ۱ برای λ جایگذاری شده و معادله فرآیند احتراق به فرم رابطه ۴ به‌دست می‌آید.

جدول ۴) داده‌های آزمایشگاهی برای حالت وجود چگالش

کمیت	دسته ۱	دسته ۲	دسته ۳	واحد
\dot{m}_{water}	۱۲۹	۲۵۵	۴۵۰	kg/h
$\dot{m}_{exhaust}$	۷۱/۱	۷۱	۷۱/۲	kg/h
$T_{exhaust.in}$	۳۶۱/۵	۳۴۷/۵	۳۴۹	°C
$T_{exhaust.out}$	۵۴/۶	۴۶/۴	۳۹/۱	°C
$T_{water.in}$	۱۸/۵	۱۹/۲	۱۸/۸	°C
$T_{water.out}$	۶۱/۱	۴۹/۶	۳۸/۴	°C

جدول ۵) مقادیر محاسبه شده براساس داده‌های اندازه‌گیری شده در آزمون تجربی برای حالت وجود چگالش

کمیت	دسته ۱	دسته ۲	دسته ۳	واحد
\dot{Q}	۶/۳۸۵	۹/۰۵۵	۱۰/۲	kW

۵- اعتبارسنجی شبیه‌سازی‌ها

در این بخش به توضیح انواع شبیه‌سازی‌های صورت گرفته در دو حالت بدون چگالش و با چگالش پرداخته می‌شود. سپس میزان خطای شبیه‌سازی‌ها از نتایج تجربی مورد بررسی قرار می‌گیرد تا بهترین مدل در هر حالت برای تحلیل‌های بعدی مورد استفاده قرار گیرند.

۵-۱- اعتبارسنجی شبیه‌سازی‌های حالت وجود چگالش

پس از بیان روش شبیه‌سازی در حالت وجود چگالش و ارائه نتایج تجربی مربوطه با توجه به شرایط حاکم بر مسئله، ۳ نوع شبیه‌سازی مختلف انجام گرفته است. در جدول ۶ وجه تمایز این ۳ شبیه‌سازی آمده است که بیانگر روش‌های متفاوت محاسبه انتقال حرارت نهان است.

در مسئله حاضر دقیق‌ترین شبیه‌سازی آن است که بر مبنای شرایط مختلف مسئله، مناسب‌ترین روش برای محاسبه انتقال حرارت نهان انتخاب شود. به صورت تعمیم‌یافته، شبیه‌سازی زمانی دقت بیشتری دارد که در آن محاسبه انتقال حرارت هر مرحله بر مبنای ضریب انتقال حرارت غالب صورت گیرد. به عنوان مثال، با توجه به میزان دبی مایع چگالش یافته و شدت جریان گاز عبوری از روی آن، میزان حرارت اذیت‌رفته می‌تواند توسط روش‌های جابجایی اجباری گاز، جابجایی اجباری مایع، جابجایی آزاد مایع یا جابجایی اجباری جریان مایع دو فازی تعیین شود. در شبیه‌سازی‌های شماره اول و دوم یک نوع روش ثابت برای محاسبه انتقال حرارت نهان در نظر گرفته شده است اما در شبیه‌سازی سوم انتخاب روش بنا به شرایط لحظه‌ای مسئله تعیین می‌شود.

نمودار ۱ اعتبارسنجی در راستای پیش‌بینی انتقال حرارت مبدل را در حالت وجود چگالش نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، شبیه‌سازی شماره ۳ پیش‌بینی بهتری از انتقال حرارت داشته است و نسبت به دو شبیه‌سازی دیگر، داده‌های تجربی را با میزان خطای کمتری (کمینه ۰/۶٪ در دبی $258 \frac{kg}{h}$ و بیشینه ۲۱/۵٪ در دبی $126 \frac{kg}{h}$) دنبال می‌کند.

اینکه میزان انتقال حرارت تجربی در دبی‌های ۱۲۶ و $132 \frac{kg}{h}$ از میزان پیش‌بینی شده شبیه‌سازی‌ها کمتر است، می‌تواند ناشی از

تعریف خود دقت بهتری دارد. در نهایت دما و دبی جریان‌های ورودی تحلیل می‌شوند تا نتایج خروجی مشخص شوند.

۴- ارائه نتایج تجربی

اکنون به ارائه نتایج آزمایشگاهی و مقادیر ثبت شده توسط حسگرها در هر یک از حالات بدون چگالش و با چگالش پرداخته می‌شود. همچنین در این بخش، محاسبه انتقال حرارت تجربی با به‌کارگیری ظرفیت گرمایی به دست آمده از شبیه‌سازی صورت می‌گیرد.

۴-۱- نتایج تجربی حالت بدون چگالش

برای حالت بدون چگالش، آزمایش صرفاً در یک نقطه کاری انجام شده که نتایج میانگین‌گیری شده آن در جدول ۳ آمده‌اند. همچنین انجام آزمایش‌ها در شرایط دور کاری ثابت موتور احتراقی بوده و در نتیجه میزان دبی و دمای محصولات احتراقی در کلیه آزمایش‌ها یکسان است.

برای به دست آوردن انتقال حرارت تجربی حالت بدون چگالش، محاسبات بر مبنای انتقال حرارت محصولات احتراق انجام شدند تا با توجه به ظرفیت گرمایی کمتر این جریان نسبت به جریان آب، خطای محاسبات با ضرب شدن در ضریبی کوچک‌تر دچار برگنمایی خطا نشود. مقدار ظرفیت گرمایی ویژه محصولات احتراق، توسط تحلیل عددی مقدار $\frac{kJ}{(kg)(K)}$ ۱/۱۷ به دست آمد که این مقدار در محاسبات تجربی وارد شد. نهایتاً با استفاده از رابطه ۷ مقدار $6/7 kW$ برای انتقال حرارت تجربی حالت بدون چگالش به دست می‌آید.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{exhaust} C_p \Delta T_{exhaust} \quad (7)$$

۴-۲- نتایج تجربی حالت وجود چگالش

در حالت وجود چگالش، آزمایش برای ۳ دبی مختلف آب و در یک نقطه کاری موتور انجام شده است. نقطه کاری موتور احتراقی مشابه آزمایش‌های حالت بدون چگالش بوده تا شرایط جریان گرم ثابت بماند. نتایج میانگین‌گیری شده در جدول ۴ آمده‌اند.

در جدول ۵، محاسبات انتقال حرارت تجربی براساس داده‌های آزمایشگاهی بوده و این بار روش محاسبه براساس جریان آب سرد و به کمک رابطه ۸ صورت گرفته است. چراکه در جریان سمت لوله چگالش وجود دارد و محاسبه انتقال حرارت بر مبنای محصولات احتراق به سادگی میسر نیست. در این حالت مقدار ظرفیت گرمایی ویژه جایگذاری شده برای آب $\frac{kJ}{(kg)(K)}$ ۴/۲ است.

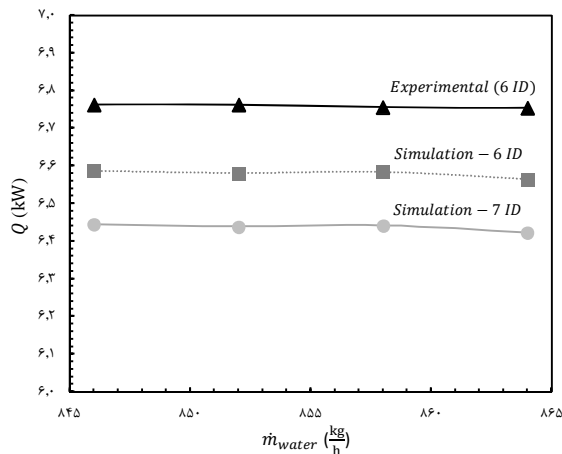
$$\dot{Q} = \dot{m}_{water} C_p \Delta T_{water} \quad (8)$$

جدول ۳) داده‌های آزمایشگاهی برای حالت بدون چگالش

کمیت	داده	واحد
\dot{m}_{water}	۸۵۵	kg/h
$\dot{m}_{exhaust}$	۷۱/۲	kg/h
$T_{exhaust.in}$	۳۸۵/۶	°C
$T_{exhaust.out}$	۹۳/۷	°C
$T_{water.in}$	۶۰/۸	°C
$T_{water.out}$	۶۶	°C

۵-۲- اعتبارسنجی شبیه‌سازی‌های حالت بدون چگالش

پیرامون اعتبارسنجی حالت بدون چگالش باید این نکته ذکر شود که به دلیل مواجهه بودن با دو جریان تک‌فاز در مبدل و عدم وجود انتقال حرارت نهان، تخمین تئوری این حالت با پیچیدگی خاصی روبرو نبوده و تنها یک نوع شبیه‌سازی میسر است. نتایج این شبیه‌سازی که برای پیش‌بینی انتقال حرارت مربوط به لوله‌های دارای قطر داخلی ۶mm صورت گرفته است، در نمودار ۳ مشاهده می‌شود.



نمودار ۳) انتقال حرارت بدون چگالش برحسب دبی آب برای قطرهای مختلف لوله

همان‌طور که مشاهده می‌شود، این شبیه‌سازی در پیش‌بینی انتقال حرارت حالت بدون چگالش به‌طور میانگین مقدار $6/08 kW$ را برای بازه دبی $846 (kg/h)$ تا $864 (kg/h)$ ارائه کرده است. حال آن که مقدار تجربی آن به‌طور میانگین $6/76 kW$ است. در نتیجه خطای شبیه‌سازی حاضر برای انتقال حرارت بازه دبی مذکور حدود ۳٪ است. پیش‌بینی این مدل برای دمای خروجی محصولات احتراق حدود $102/7^{\circ}C$ بوده در حالی که نتایج تجربی مقدار $93/5^{\circ}C$ تا $93/9^{\circ}C$ را نشان می‌دهند. در نتیجه مقدار این خطا حدود ۹/۸٪ است. نهایتاً از آنجا که درصد خطای ذکرشده قابل قبول است، صحت نتایج شبیه‌سازی صورت گرفته برای حالت بدون چگالش نیز پذیرفته می‌شود.

۶- تفسیر و تحلیل نتایج

پس از تکمیل شبیه‌سازی‌ها و شناخت مدل عددی مناسب برای حالت وجود چگالش و حالت بدون چگالش، اکنون به استخراج نتایج جهت بررسی شرایط خروجی جریان‌ها و تفسیر و تحلیل آنها پرداخته می‌شود.

۶-۱- بررسی اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها

هدف از این بخش بررسی اثر تغییرات قطر داخلی لوله‌های مبدل بر جریان و فرآیند انتقال حرارت است که در دو حالت وجود چگالش و بدون چگالش ارائه شده است.

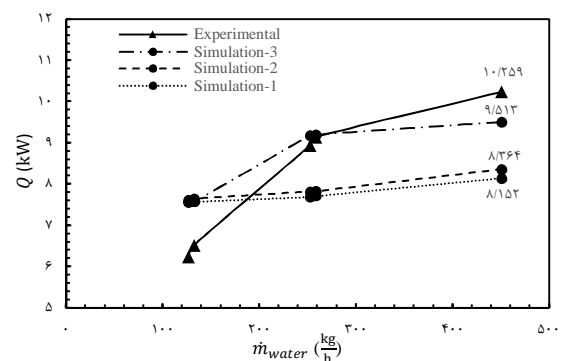
خطای تحلیل عددی مبنی بر محاسبه بیشتر دبی چگالش از مقدار حقیقی آن یا فرض عدم واردشدن گرما از محیط اطراف به جریان سرد باشد.

برای اطمینان از اینکه شبیه‌سازی شماره ۳ بهترین شبیه‌سازی حالت وجود چگالش است، نتایج تجربی و عددی مربوط به دمای گاز خروجی نیز مورد بررسی قرار می‌گیرند. در پیش‌بینی دمای خروجی آب از مبدل، از آنجا که ظرفیت گرمایی جریان بسیار بالا است، هر سه روش پاسخی نزدیک به داده‌های تجربی دارند و از این طریق نمی‌توان شبیه‌سازی دقیق‌تر را تشخیص داد. در نتیجه به بررسی دمای خروجی محصولات احتراق پرداخته می‌شود.

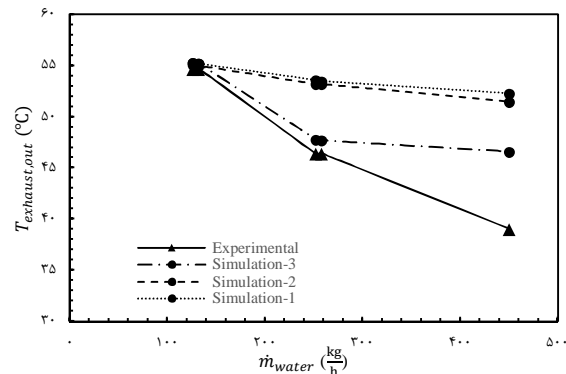
در نمودار ۲ مشاهده می‌شود که مجدداً نتایج شبیه‌سازی شماره ۳ به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است. این شبیه‌سازی دارای درصد خطای کمینه ۱/۲٪ برای پیش‌بینی دمای خروجی محصولات احتراق در دبی $126 (kg/h)$ و بیشینه خطای ۱۹/۳٪ در دبی $450 (kg/h)$ است و نهایتاً با انتخاب آن به‌عنوان دقیق‌ترین شبیه‌سازی حالت وجود چگالش در ادامه از آن استفاده خواهد شد.

جدول ۶) انواع شبیه‌سازی‌های ممکن

شماره	انتقال حرارت نهان
۱	روش انتقال جرم انباشته
۲	روش اصلاح‌شده تناسبی
۳	انتخاب بهینه بین ۲ و ۳

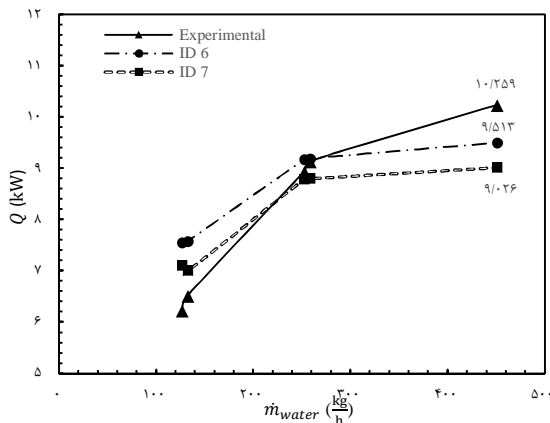


نمودار ۱) پیش‌بینی انتقال حرارت در حالت وجود چگالش توسط شبیه‌سازی‌ها

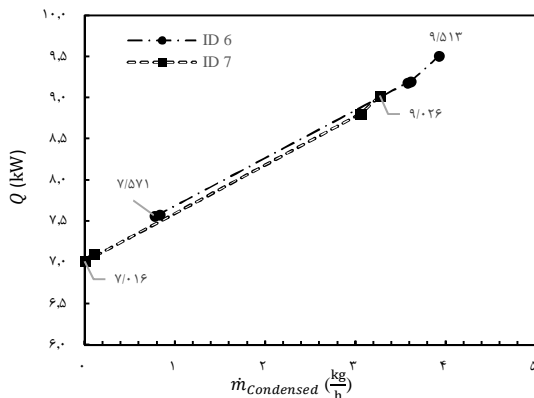


نمودار ۲) دمای محصولات احتراق خروجی از مبدل برحسب دبی آب در حالت وجود چگالش

توانایی بیشتری در ایجاد شرایط چگالش دارد و در آن تفاوت انتقال حرارت بین حداقل و حداکثر میزان چگالش ۲۸٪ است. این افزایش ۲۸ درصدی می‌تواند در مقیاس‌های بزرگ بسیار ارزشمند باشد. همچنین در بازه دبی چگالش بین ۱ تا ۳/۳ کیلوگرم بر ساعت که هر دو منحنی بسیار به هم نزدیک هستند، تقریباً هر دو لوله میزان انتقال حرارت یکسانی دارند. در نتیجه تأثیر میزان دبی چگالش تعیین‌کننده‌تر از تأثیر قطر لوله است.



نمودار ۴) انتقال حرارت در حضور چگالش برحسب دبی آب برای قطرهای مختلف لوله



نمودار ۵) انتقال حرارت برحسب میزان دبی چگالش برای قطرهای مختلف لوله

نکته دیگر نوع انحنای منحنی است که در مقادیر بالای انتقال حرارت، به صورت سهمی با تقعر مثبت درمی‌آید. این امر بدین معناست که اگر بتوان میزان چگالش را در مقادیر بالای آن افزایش داد، می‌توان به‌طور فزاینده‌ای بر رشد انتقال حرارت افزود. اکنون به بررسی پارامتر کارایی چگالش پرداخته می‌شود که به صورت نسبت میزان دبی آب چگالش‌یافته به دبی بخار آب موجود در محصولات احتراق ورودی تعریف می‌شود. این پارامتر می‌تواند معیار خوبی برای تحلیل میزان چگالش در مبدل‌ها باشد و هرچه میزان آن بیشتر باشد به معنی حرارت بیشتر منتقله به آب خنک‌کننده است. رابطه ۹ بیانگر پارامتر کارایی چگالش است.

$$\eta_{cd} [wt\%] = \frac{\dot{m}_{condensed}}{\dot{m}_{H_2O.in}} \times 100 \quad (9)$$

۶-۱-۱- بررسی اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها در حالت بدون چگالش

در جدول ۳ مقادیر آزمایشگاهی برای حالت بدون چگالش میانگین‌گیری شد اما در نمودار ۳ نتایج آزمایش‌های دیگر صورت‌گرفته اطراف دبی $855 \left(\frac{kg}{h}\right)$ نیز نمایش داده شده است. همان‌طور که در نمودار مشخص است، به دلیل تغییرات اندک دبی در شرایط آزمایشگاهی، میزان انتقال حرارت تقریباً ثابت بوده و منحنی آن به صورت یک خط راست درآمده که نشان می‌دهد تغییرات ۲٪ دبی آب (۸۴۶ تا $864 \left(\frac{kg}{h}\right)$) تقریباً نمی‌تواند تغییری در انتقال حرارت انجام‌شده ایجاد کند. اختلاف نتایج از مقدار تجربی نیز ۳ و ۴٪ است و در اینجا قطر داخلی ۶mm انتقال حرارت بیشتری داشته و به داده‌های تجربی نزدیک‌تر است.

نکته دیگر نمودار ۳ مربوط به مقایسه مقدار انتقال حرارت‌ها است. از آنجا که در شبیه‌سازی‌ها، میزان اتلاف گرما به محیط بیرون ایده‌آل‌تر و کمتر از شرایط واقعی فرض شده است، میزان انتقال حرارت کل پیش‌بینی‌شده کمتر از نتایج آزمایشگاهی است. همچنین انتخاب مسیر انجام محاسبات برحسب جریان آب نیز صحیح نبوده، چراکه به دلیل ظرفیت گرمایی بالای آب، خطای اندک حسگرهای دما در اندازه‌گیری منجر به خطای بسیار بیشتری در محاسبات انتقال حرارت می‌شد.

طبق نتایج شبیه‌سازی، جریان گاز در داخل لوله کوچک‌تر، سرعت و عدد رینولدز بزرگ‌تری دارد و ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط آن حدود $51 \left(\frac{W}{m^2k}\right)$ است، حال آن که این مقدار برای قطر ۷mm حدود $40 \left(\frac{W}{m^2k}\right)$ است.

۶-۱-۲- بررسی اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها در حالت وجود چگالش

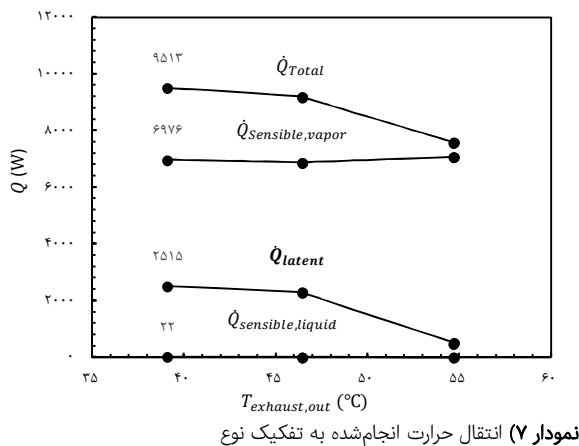
در این بخش که براساس تحلیل عددی روی داده‌های آزمایشگاهی به‌دست آمده است، به بررسی اثر حساسیت قطر داخلی لوله‌ها بر پارامترهایی همچون انتقال حرارت و میزان چگالش پرداخته می‌شود.

در نمودار ۴ میزان انتقال حرارت مبدل با فرض به‌کارگیری لوله‌ها با قطر داخلی ۶ میلی‌متر مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌طور که مشخص است، نوع رفتار و شیب منحنی‌ها در قبال تغییر دبی آب یکسان است اما لوله کوچک‌تر حدود ۵٪ انتقال حرارت بیشتری نسبت به لوله ۷ میلی‌متری دارد.

نکته دیگری که قابل بیان است، رابطه انتقال حرارت با جریان سرد مبدل است. به این ترتیب که هرچه دبی آب سرد افزایش می‌یابد، انتقال حرارت بیشتر می‌شود اما این شیب افزایش انتقال حرارت رو به کم شدن است. پس می‌توان نقطه بهینه‌ای را برای مبدل تعریف کرد که بدون افزایش بیش از حد جریان آب به انتقال حرارت قابل قبولی دست یافت. این مقدار قابل قبول دبی آب را برای مبدل مذکور می‌توان در حدود $300 \left(\frac{kg}{h}\right)$ دانست.

نمودار ۵ به‌خوبی تأثیر میزان دبی چگالش بر افزایش انتقال حرارت را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است قطر داخلی ۶mm

به تفکیک انتقال حرارت نهان، انتقال حرارت محسوس محصولات احتراق و انتقال حرارت محسوس مایع چگالش یافته نشان می‌دهد. در نمودار ۷ می‌توان به خوبی مشاهده کرد که اگر چگالشی رخ نمی‌داد، منحنی انتقال حرارت کل به منحنی انتقال حرارت محسوس بخار (محصولات احتراقی) زیرین خود تبدیل می‌شد که موجب کاهش ۳۳ درصدی انتقال حرارت در دبی آب $(\frac{kg}{h})$ ۴۵۰ می‌شد. این مقدار برای لوله به قطر داخلی ۷mm، ۲۳% به دست آمد.



نمودار ۷) انتقال حرارت انجام شده به تفکیک نوع

۷- بررسی آماری و اقتصادی طرح

بعد از اطمینان از نتایج تحلیل عددی، برخی نتایج که انجام آزمون تجربی آنها وقت گیر و هزینه بر هستند، توسط تحلیل عددی بررسی می‌شوند. در اینجا فرض می‌شود از سیستمی که در آزمایشگاه وجود داشت در موتورخانه یک واحد آپارتمان ۱۳۰ متر مربعی با ۴ نفر سکنه، واقع در شهر تهران استفاده شود. همان طور که پیش از این ذکر شد، این سیستم علاوه بر توانایی تأمین آب گرم مصرفی، امکان تولید برق در زمان کاری خود را نیز دارد.

۷-۱- بررسی کاربرد وجود چگالش

اکنون به تحلیل عملکرد مبدل چگالشی بر مبنای دمای آب ورودی و تأثیر وجود چگالش بر انتقال حرارت پرداخته می‌شود. در این مسیر به مبدل چگالشی به دید یک پکیج گرمایشی نگاه خواهد شد که دبی آب گرم مصرفی مستقیماً از آن عبور می‌کند.

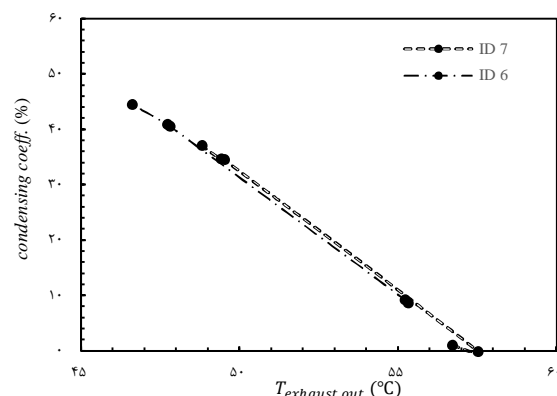
در نمودارهای ۸ و ۹ سه دسته منحنی متفاوت مربوط به پارامترهای دبی چگالش، انتقال حرارت و دمای خروجی محصولات احتراق مشاهده می‌شود. هدف، بررسی حساسیت این پارامترها به تغییر دمای آب ورودی مبدل از ۵ تا ۷۰°C است. میزان حداکثر دبی آب گرم مورد نیاز یک خانه معمولی با توجه به وسایل مصرف کننده آب گرم آن، براساس مرجع [21] حدود $(\frac{kg}{h})$ ۵۲۲ به دست می‌آید که با توجه به ضریب تقاضای مصرف ۳۵٪ ساکنین، این مقدار به $(\frac{kg}{h})$ ۱۸۳ می‌رسد. در این تحلیل ۲ دبی ورودی دیگر نیز برای حالت تقاضای بیشتر یا کمتر از حد معمول ساکنین، در نظر گرفته شده است. شماره ۱ هر منحنی مربوط به ضریب تقاضای ۲۵٪ است که معادل دبی $(\frac{kg}{h})$ ۱۳۱ است. شماره ۲ هر منحنی مربوط به ضریب

برای محاسبه $m_{H_2O.in}$ ($\frac{kg}{h}$) ابتدا با توجه به ضرایب مولی محصولات احتراق که در رابطه ۴ ارائه شدند، جرم محصولات احتراق و جرم بخار آب به ازای سوختن یک مول متان محاسبه می‌شود. سپس با در نظر گرفتن نسبت جرمی بخار آب در محصولات احتراق و دانستن دبی جرمی محصولات احتراق (که توسط حسگرها اندازه گیری شده است) دبی جرمی بخار ورودی به مبدل به دست می‌آید.

$$m_{exhaust} = 71 \left(\frac{kg}{h}\right) \Rightarrow m_{H_2O.in} = m_{exhaust} \times \frac{m_{H_2O}}{m_{exhaust}} = 71 \times \frac{36.03}{290.7} = 8.79 \left(\frac{kg}{h}\right) \quad (10)$$

نمودار ۶ نشانگر تأثیر دمای گاز خروجی بر کارایی چگالش است که توسط شبیه سازی شماره ۳ حاصل شده است.

در نمودار ۶ مشاهده می‌شود که با افزایش دمای گاز خروجی از مبدل که ناشی از کاهش دبی جریان آب سرد است، میزان دبی چگالش و در نتیجه کارایی چگالش کاهش می‌یابد که این امر منجر به کاهش انتقال حرارت می‌شود. همچنین در این بازه دمایی، تغییرات کارایی چگالش تقریباً به صورت خطی و از ۲/۸ تا ۴۲/۴٪ تغییر کرده است. همچنین انجام تحلیل های دیگر نشان دادند که شیب منحنی کارایی چگالش در مقادیر کمتر از بازه دمای گاز خروجی گفته شده، به تدریج دچار کاهش می‌شود.



نمودار ۶) کارایی چگالش برحسب دمای محصولات احتراق خروجی از مبدل برای قطرهای مختلف لوله

نکته دیگر نوع رفتار و شیب منحنی لوله های مذکور در برابر تغییرات دمای گاز خروجی است که تقریباً مشابه یکدیگر هستند با این تفاوت که با کاهش قطر لوله، میزان کارایی چگالش بیشتر شده است. در نهایت با توجه به دیگر تحلیل های صورت گرفته و در نظر گرفتن محدودیت نازل ورودی پوسته، حداکثر دبی مجاز جریان آب $(\frac{kg}{h})$ ۲۷۵۰ بوده که در این شرایط دمای گاز خروجی به ۴۰°C و کارایی چگالش به ۶۳/۳٪ می‌رسد.

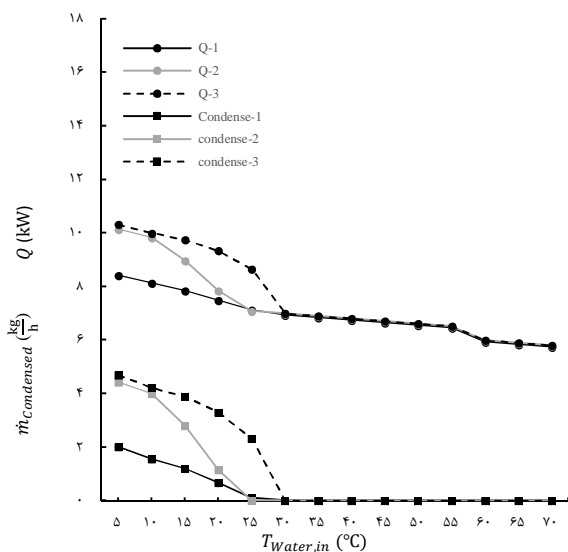
۷-۲- بررسی سهم چگالش در انتقال حرارت

نمودار ۷ انتقال حرارتی که در سه دسته دیتای آزمایشگاهی، حالت وجود چگالش برای لوله به قطر داخلی ۶mm به دست آمده بود را

حساسیت کمی نشان می‌دهد. در بازه دوم این حساسیت بیشتر شده اما از آنجا که شرایط رخدادن پدیده چگالش وجود دارد، دمای خروجی محصولات احتراقی کماکان دچار جهش و افزایش شدیدی نسبت به بازه اول نشده‌اند. در بازه سوم اساساً امکان رخدادن پدیده چگالش به دلیل بیشتر بودن دمای جریان خنک‌کننده از نقطه شبنم جریان گرم وجود ندارد و شرایط شبیه‌سازی نیز تغییر کرده است. در این بازه پیش‌بینی دمای خروجی محصولات احتراق و انتقال حرارت انجام شده دچار جهش نسبت به بازه دوم شده است.

اکنون با توجه به دبی چگالش گزارش شده در نمودار ۸ و دانستن سرعت جریان داخل لوله‌ها که در حدود $20 \left(\frac{m}{s}\right)$ است، به پیش‌بینی رفتار چگالش داخلی پرداخته می‌شود. در چگالش داخل لوله‌ها، بنا بر حجم مایع چگالش‌یافته و حاکم بودن برش یا گرانش در داخل لوله، ۴ نوع رفتار حلقوی، موجی و طبقه‌بندی شده، متناوب و حبابی برای جریان تعریف می‌شود [19].

در بازه اول دمایی مسئله حاضر (۵ تا 25°C) مقدار مایع چگالش شده فضای کمی از لوله را اشغال می‌کند و از آنجا که در نتایج شبیه‌سازی نیروی برشی بیشتر از نیروی گرانشی ارزیابی شده است، نوع چگالش به صورت حلقوی پیش‌بینی می‌شود. در این بازه با افزایش دمای آب ورودی، شرایط مطلوب رخدادن چگالش از بین رفته و در نتیجه به تدریج مقدار چگالش و انتقال حرارت کاهش یافته است. در بازه دوم دمایی (۲۵ تا 55°C) با توجه به افزایش بیش از پیش دمای آب ورودی، اگرچه کماکان چگالش وجود داشته اما مقدار آن به قدری کم بوده که نتایج شبیه‌سازی دبی آن را به صفر رند کرده است. در نتیجه پیش‌بینی می‌شود در این بازه تنها قطرات مایع چگالش‌یافته روی سطح داخلی لوله نشسته است. در بازه نهایی (60°C تا 70°C) هیچ چگالشی وجود نداشته و در نتیجه منحنی انتقال حرارت و دمای خروجی محصولات احتراق دچار جهش شده‌اند.



نمودار ۸ بررسی اثرات تغییر دمای ورودی جریان آب در دبی‌های: شماره یک $131 \left(\frac{kg}{h}\right)$ ، شماره دو $183 \left(\frac{kg}{h}\right)$ و شماره سه $230 \left(\frac{kg}{h}\right)$ بر انتقال حرارت و دبی مایع چگالش‌یافته

تقاضای 35% است که معمول طراحی‌های مهندسی تأسیسات با این ضریب صورت می‌گیرد. شماره ۳ هر منحنی نیز مربوط به ضریب تقاضای 45% است که معادل دبی $235 \left(\frac{kg}{h}\right)$ است. در شرایط مصرف کم ساکنین ساختمان ضریب تقاضای 25% و در شرایط مصرف زیاد ساکنین، ضریب تقاضای 45% تقریباً قابل قبولی است. دسته منحنی واقع در پایین نمودار ۸ مربوط به میزان دبی چگالش است. در ابتدا مشاهده می‌شود که در تمامی دبی‌ها، چگالش نهایتاً تا دمای آب ورودی 30°C رخ می‌دهد. همچنین تحلیل عددی، دمای نقطه شبنم محصولات احتراق را در تمامی حالات $56/6^\circ\text{C}$ پیش‌بینی می‌کند. در نتیجه در دبی‌های آب ذکر شده، نهایتاً آب ورودی با دمای 30°C می‌تواند دمای سطح داخلی لوله‌های مبدل را به نحوی به زیر دمای نقطه شبنم گاز برساند که دبی چگالش به وجود آید. همچنین با مقایسه منحنی شماره ۳ با منحنی شماره ۱ در دمای 5°C که دارای 80% دبی آب بیشتر است، مشاهده می‌شود که میزان چگالش از ۲ به $4/6 \left(\frac{kg}{h}\right)$ می‌رسد و به طور کلی با افزایش دبی آب ورودی، میزان چگالش بیشتر می‌شود.

دسته منحنی واقع در میانه نمودار ۸ مربوط به انتقال حرارت انجام شده است. هر سه منحنی در بازه‌ای که دبی چگالش وجود دارد، انتقال حرارت بیشتری را نسبت به حالت بدون دبی چگالش پیش‌بینی کرده‌اند و در بازه بدون دبی چگالش انتقال حرارت هر سه منحنی در حدود $6/5 \text{ kW}$ است. این انطباق تقریبی میزان انتقال حرارت‌ها در صورتی رخ می‌دهد که اولاً دمای آب ورودی بیشتر از 30°C باشد و ثانیاً نسبت دبی آب به دبی محصولات احتراق بیشتر از 85% شود (نسبت ظرفیت گرمایی جریان آب به محصولات احتراق بیش از $2/5$ برابر شود). بدین معنا که حساسیت افزایش انتقال حرارت مبدل نسبت به تغییرات دبی در مقادیر بیشتر از نسبت مذکور، به شدت کم شده و به ازای هر $10 \left(\frac{kg}{h}\right)$ افزایش دبی آب، انتقال حرارت تنها مقداری کمتر از 85 W افزایش می‌یابد و در نهایت مقادیر انتقال حرارت بسیار به هم نزدیک می‌شوند. در نهایت می‌توان گفت برای افزایش انتقال حرارت در مبدل، افزایش دبی آب تا حدود مساوی دبی محصولات احتراق کاملاً کارآمد است اما برای افزایش بیشتر، بهتر است مسیر دیگری را به غیر از افزایش ظرفیت گرمایی جریان خنک‌کننده انتخاب کرد. لازم به ذکر است طبق تحلیل عددی، ظرفیت گرمایی ویژه میانگین برای محصولات احتراق $1/173 \frac{kJ}{(kg)(K)}$ و برای آب $4/199 \frac{kJ}{(kg)(K)}$ است.

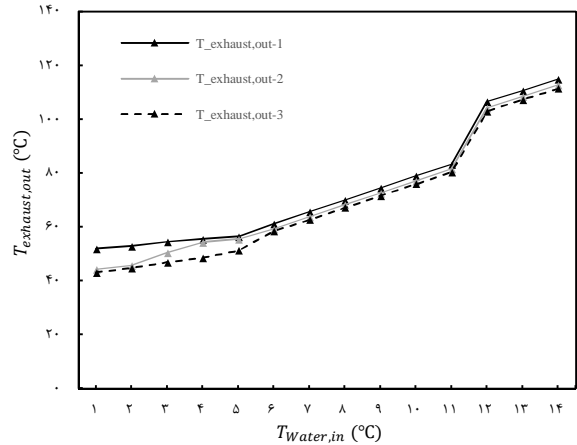
در نمودار ۹ دمای خروجی محصولات احتراق مورد بررسی قرار گرفته است. می‌توان دسته منحنی موجود را بنا به دمای آب ورودی مبدل به سه بازه ۵ تا 25°C (بازه وجود دبی چگالش)، ۲۵ تا 55°C (بازه بدون دبی چگالش اما دمای آب ورودی کمتر از نقطه شبنم محصولات احتراق) و 60°C تا 70°C (بازه بدون دبی چگالش و فاقد شرط لازم برای چگالش به دلیل بیشتر بودن دمای آب ورودی از نقطه شبنم محصولات احتراق) تقسیم‌بندی کرد. در بازه اول، دسته منحنی کمترین شیب را داشته و نسبت به تغییرات دمای آب ورودی

و منیفولد عبور کند. در نهایت آب سیاه گرم شده وارد منبع دو جداره شود تا آب گرم مصرفی را تأمین کند. بدین ترتیب با تنظیم دمای آب سیاه بازگشتی از منبع دوجداره روی دمای 20°C می‌توان در ابتدا از چگالش و انتقال حرارت بیشتر در مبدل چگالشی بهره برد و سپس با افزایش دمای آب سیاه، آن را وارد مبدل دوم کرد. برای محاسبه گرمای قابل برداشت از مبدل چگالشی، با توجه به اینکه دمای آب سیاه ورودی به آن 20°C در نظر گرفته شد و دبی آن نیز در میزان چگالش و در نتیجه انتقال حرارت انجام شده تأثیرگذار است، می‌بایست مجدداً شبیه‌سازی صورت گیرد. دبی آب سیاه را حدود $550 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ در نظر می‌گیریم تا طبق نتایج شبیه‌سازی با یک بار گذر از دو مبدل، دمای آن به حدود 70°C که دمای توصیه‌شده برای آب سیاه ورودی به منبع دو جداره است، برسد. با توجه به شرایط گفته‌شده، انتقال حرارت مبدل چگالشی مقدار $9/6\text{kW}$ به‌دست می‌آید.

با توجه به آزمایش‌های انجام‌شده، در مبدل خنک‌کننده بدنه موتور و منیفولد، به‌طور میانگین مقدار 24kW گرما از سیستم گرفته می‌شود. این مقدار با بررسی دبی آب و اختلاف دمای ورودی و خروجی آن از مبدل در آزمایش‌ها به‌دست آمد. از آنجا که این مبدل از نوع چگالشی نبوده، میزان انتقال حرارت آن در دیگر شرایط آب ورودی نیز تقریباً ثابت است. در نتیجه با جمع مقادیر به‌دست‌آمده برای انتقال حرارت قابل برداشت از سیستم که به ترتیب $9/6$ و 24kW به‌دست آمد به عدد $33/6\text{kW}$ می‌رسیم. در ادامه به محاسبه توان تولید برق سیستم پرداخته می‌شود.

طبق آزمایش‌های صورت‌گرفته و مقادیر ثبت‌شده توسط حسگرها، میزان مصرف دبی گاز طبیعی موتور احتراقی در دور کاری ثابت 1500rpm ، برابر با $3/91 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ است که منجر به تولید توان کاری $10/4\text{kW}$ می‌شود. برای محاسبه میزان توان برق تولیدشده، از فرض به‌کارگیری یک ژنراتور با بازدهی 80% و کوپل کردن آن با موتور احتراقی استفاده می‌شود. این فرض به تولید توان برق $12/3$ کیلو ولت آمپر می‌انجامد.

براساس مرجع [21] نیاز آب گرم مصرفی روزانه هر نفر بین 80 تا 160 لیتر است. با در نظر گرفتن مقدار میانه، یعنی 120 لیتر برای هر نفر و فرض تأمین نیاز یک خانواده 4 نفره، سیستم مد نظر باید روزانه 480 لیتر آب را گرم کند. با در نظر گرفتن دمای آب ورودی شهری 5°C و دمای آب گرم مصرفی 65°C ، میزان گرمای مورد نیاز این افزایش دما، روزانه 120960kJ می‌شود. این بدان معناست که سیستم مورد مطالعه که توان تولید حرارت $33/6\text{kW}$ را دارد، می‌بایست روزانه 4 ساعت مشغول به کار باشد تا نیاز آب گرم مصرفی یک خانواده 4 نفره را بری ذخیره‌سازی تأمین کند و عملاً در این امر موفق خواهد بود. اکنون شرایط عمرانی یک ساختمان استاندارد و معمول شهر تهران با مساحت 130 متر مربع، وارد نرم‌افزار Carrier-Hap (که نرم‌افزار تحلیل نیاز سرمایش و گرمایش ساختمان‌ها، توسط مهندسين تهويه مطبوع است) می‌شود تا نیاز گرمایش هوای خانه در فصل زمستان مشخص شود. پس از انجام تحلیل عددی روی



نمودار ۹) بررسی اثرات تغییر دمای ورودی جریان آب در دبی‌های: شماره یک $131 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ ، شماره دو $183 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ و شماره سه $235 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ بر دمای محصولات احتراق خروجی

میانگین انتقال حرارت انجام‌شده در بازه اول، دوم و سوم برای دبی شماره ۲ (دبی $183 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$) به ترتیب $9/2$ ، $6/8$ و $5/8$ کیلووات است که به معنای برتری ۲۶ و ۳۶ درصدی انتقال حرارت بازه اول بر بازه دوم و سوم است. در نتیجه اگر بتوان دمای آب سرد ورودی به مبدل را در بازه اول (وجود دبی چگالش) نگه داشت، به بیشترین حد از انتقال حرارت ممکن دست می‌یابیم که بیشترین میزان افزایش دمای جریان آب در یک عبور از مبدل را به دنبال دارد. با این وجود امکان به‌کارگیری مبدل چگالشی به‌عنوان یک پکیج گرمایشی و تنها منبع تأمین‌کننده حرارت منازل میسر نیست. چراکه نرخ تولید حرارت آن در مقابل نیاز آب گرم مصرفی یک خانواده 4 نفره پایین بوده که منجر به ساعت کاری بالای موتور احتراقی می‌شود (اعداد و ارقام مربوطه در بخش ۷-۲ آمده است). در نتیجه می‌بایست راه‌کار بهتری برای تأمین آب گرم مصرفی در جهت افزایش توان حرارتی سیستم ارائه کرد که در بخش ۷-۲ آمده است. آنچه در این بخش مشخص شد، اهمیت چگالش و نحوه بهره‌گیری بیشینه از مبدل چگالشی با تنظیم دمای آب ورودی بر بازه اول دمایی یعنی 5 تا 25°C بود.

۷-۲- ارزیابی کارکرد سیستم آزمایشگاهی در ساختمان

پس از پی‌بردن به اهمیت وجود چگالش در بخش ۱-۵ و مشخص شدن تأثیری که آن در افزایش انتقال حرارت و در نتیجه کاهش زمان کاری و مصرف سوخت سیستم دارد، در این بخش راه‌کاری برای بهره‌گیری از چگالش و استفاده حداکثری از توان حرارتی سیستم آزمایشگاهی ارائه می‌شود. سپس میزان توان تولید حرارت و برق این راه‌کار محاسبه می‌شود و نهایتاً کارکرد سیستم مورد ارزیابی آماری و اقتصادی قرار می‌گیرد.

برای بهره‌گیری از حداکثر توان حرارتی سیستم، می‌بایست از هر دو مبدل موجود در آزمایشگاه که طرحواره آنها در شکل ۱ آمد، به بهترین نحو استفاده کرد. برای این امر می‌بایست دو مبدل را به‌صورت سری در یک موتورخانه قرار داده تا چرخه بسته‌ای تشکیل شود که آب سیاه ابتدا از مبدل چگالشی و سپس از مبدل خنک‌کننده بدنه موتور

شبیه‌سازی‌ها تکمیل و اعتبارسنجی‌ها صورت گرفتند تا دقیق‌ترین مدل شبیه‌سازی انتخاب شود.

پس از مشخص شدن شبیه‌سازی‌های دقیق حالات وجود چگالش و بدون چگالش و حصول اطمینان از نتایج آن‌ها، تحلیل‌هایی که در محیط آزمایشگاهی امکان سنجش آنها نبود، انجام شد.

نتایج نشان دادند کاهش ۱ میلی‌متری قطر داخلی لوله‌های مبدل از ۷ به ۶ میلی‌متر موجب افزایش ۲/۲ درصدی انتقال حرارت در حالت بدون چگالش و ۵/۴ درصدی آن در حالت وجود چگالش می‌شود. در نتیجه اهمیت دقت در ساخت مبدل و تاثیری که این پارامتر می‌تواند در انتقال حرارت‌های بالا از خود به‌جای بگذارد، مشخص می‌شود.

جهت افزایش میزان دبی چگالش در مبدل، لوله با قطر داخلی ۶mm پیشنهاد شد و تأثیر چگالش در افزایش انتقال حرارت در این حالت تا ۲۸٪ به‌دست آمد. با لوله ۶ میلی‌متری نهایتاً به دبی چگالش $3/9 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ دست یافتیم که این پارامتر برای لوله ۷ میلی‌متری به $3/2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ تقلیل یافت.

دیگر راه‌کار ارائه شده برای افزایش دبی چگالش، افزایش دبی جریان آب سرد مبدل بود که با توجه به رابطه دبی آب با انتقال حرارت مبدل، مشخص شد که تأثیر تغییرات دبی آب در مقادیر بالای خود بر افزایش انتقال حرارت، کمتر از تأثیر تغییرات آن در مقادیر پایین است و در نتیجه بدون نیاز به افزایش بیش از حد دبی آب، می‌توان به میزان انتقال حرارت قابل توجهی دست یافت.

در تحلیل دیگر صورت‌گرفته مبنی بر تفکیک سهم هر یک از مراحل انتقال حرارت، میزان سهم انتقال حرارت نهان در بیشینه دبی آزمایش‌ها حدود ۲۶/۴٪ برای قطر داخلی ۶mm و ۲۳/۱٪ برای قطر داخلی ۷mm به‌دست آمد که مجدداً برتری لوله کوچک‌تر در داشتن سهم بزرگ‌تری از انتقال حرارت نهان مشخص شد. همچنین در شرایط یکسان دبی بیشینه آزمایش‌ها، لوله با قطر کوچک‌تر، ۴۸۷ وات انتقال حرارت بیشتری داشت.

در بخش بررسی آماری و اقتصادی طرح، ابتدا به بررسی میزان بهبود عملکرد مبدل در حالت وجود چگالش پرداخته شد. نتایج نشان دادند اگر بتوان دمای آب ورودی مبدل را در بازه ۵ تا ۲۵°C تنظیم کرد، در مبدل دبی چگالش به‌وجود خواهد آمد که منجر به افزایش ۲۶ تا ۳۶ درصدی انتقال حرارت نسبت به دیگر بازه‌های دمای ورودی آب می‌شود. هرچه دمای آب ورودی به مبدل کمتر و دبی آن بیشتر باشد، میزان بهبود عملکرد بیشتر خواهد شد.

سپس به ارزیابی کارکرد سیستم در صورت به‌کارگیری آن در موتورخانه منازل پرداخته شد. نتایج نشان دادند در صورت استفاده از مبدل چگالشی در بهترین عملکرد خود و استفاده از کل توان حرارتی و تولید برق سیستم، می‌توان در طول ۹ ماه سال که نیاز به گرمایش هوای خانه نیست، با یک ساعت کار روزانه به تولید ۳۳۹۵kWh برق پرداخت و نیاز آب گرم مصرفی یک خانواده ۴ نفره را نیز تأمین نمود (یعنی تقریباً دو برابر برق مورد نیاز خانواده با

اطلاعات آب و هوای شهر تهران و اطلاعات ساختمان از قبیل مساحت و جنس دیوارها و پنجره‌ها، جنس و ضخامت سقف، وجود یا عدم وجود سایه‌بان (که همگی اطلاعات معمول ساختمان‌های شهر تهران وارد شدند)، نیاز گرمایش هوای روزانه ساختمان در فصل زمستان مقدار ۱۴۹۳۰۰۰kJ به‌دست آمد. این بدان معناست که سیستم مورد مطالعه علاوه بر یک ساعت فعالیت روزانه برای تأمین آب گرم، می‌بایست در زمستان ۱۲/۵ ساعت دیگر برای تأمین گرمای هوای مطبوع کار کند. با در نظر گرفتن محدودیت‌های کاری یک موتور احتراقی، این نتیجه حاصل می‌شود که سیستم مورد مطالعه در فصل زمستان توانایی ۳/۵ ساعت کار را نداشته و در ۳ ماه سرد سال نیاز به سیستم کمکی دارد. حال با در نظر گرفتن به‌کارگیری سیستم در ۹ ماه گرم سال (۲۷۶ روز) با ۱ ساعت کار در روز و توان تولید برق ۱۲/۳ کیلو ولت آمپری آن، میزان برق تولیدشده برابر ۳۳۹۵kWh است که از این میزان طبق بررسی قبض‌های برق یک خانواده ۴ نفره که میزان مصرف برق آنها متوسط است، ۱۷۰۸kWh آن مورد نیاز بوده و الباقی (۱۶۸۷kWh) مازاد و قابل فروش است. نکته حائز اهمیت دیگر کاهش ۲۹ درصدی مصرف گاز سیستم مورد مطالعه نسبت به سیستم‌های سنتی گرمایش موتورخانه از طریق مشعل و دیگ آب گرم است. با توجه به دبی گاز مصرفی و ۲۷۶ ساعت کارکرد سیستم در ۹ ماه گرم سال، مصرف گاز آن برابر 1656 m^3 می‌شود. این در حالی است که مصرف گاز یک مشعل متصل به دیگ آب گرم برای تأمین میزان حرارتی مشابه حدود 4 m^3 است. این عدد با توجه به قبض گاز مصرفی یک خانواده ۴ نفره، ساکن در ساختمانی با شرایط گفته‌شده، به‌دست آمده است که میزان مصرف اجاق گاز آن‌ها، طبق استانداردهای موجود از کل گاز مصرفی کم شده تا خالص میزان مصرف گاز مشعل موتورخانه به‌دست آید. در نتیجه با به‌کارگیری سیستم مورد مطالعه مجموعاً 684 m^3 و ماهیانه 76 m^3 در مصرف گاز خانواده صرفه‌جویی خواهد شد. خلاصه از آنچه پیرامون ارزیابی عملکرد سیستم آزمایشگاهی در ساختمان گفته شد در جدول ۶ آمده است.

جدول ۶) خلاصه ارزیابی عملکرد سیستم آزمایشگاهی در ساختمان

کمیت	مقدار	واحد
تولید حرارت	۳۳۹۵	kWh
توان تولید کار	۱۵/۴	kW
توان تولید برق	۱۲/۳	kVA
ساعت کاری روزانه جهت تأمین آب گرم	۱	h
کل میزان برق تولیدی در ایام گرم سال	۳۳۹۵	kWh
میزان برق مازاد و قابل فروش	۱۶۸۷	kWh
کل گاز مصرفی در ایام گرم سال	۱۶۵۶	m ³
میزان گاز صرفه‌جویی‌شده	۶۸۴	m ³

۸- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، ابتدا شرایط آزمایشگاهی و داده‌های آزمایش‌ها در حالات وجود چگالش و بدون چگالش تشریح شدند. سپس

چگالش وابسته به جریان برشی یا جابجایی اجباری	CS
محصولات احتراقی	exhaust
گاز حاصل از احتراق	g
جریان ورودی مبدل	in
جریان مایع	l
متوسط لگاریتمی	LM
جریان خروجی مبدل	out
دو فاز	tp

منابع

- Idem SA, Jung C, Gonzalez GJ, Goldschmidt VW. Performance of air-to-water copper finned-tube heat exchangers at moderately low air-side Reynolds numbers, including effects of baffles. International Journal of Heat & Mass Transfer. 1987;30(8):1733-1741.
- Idem SA, Jacobi AM, Goldschmidt VW. Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation). Journal of Heat Transfer. 1990;112(1):64-70.
- Idem SA, Goldschmidt VW. Sensible and Latent heat transfer to a baffled finned-tube heat exchanger. Heat Transfer Engineering. 1993;14(3):26-35.
- Jacobi AM, Goldschmidt VW. The effect of surface tension variation on filmwise condensation and heat transfer on a cylinder in crossflow. International Journal of Heat & Mass Transfer. 1989;32(8):1483-1490.
- Jacobi AM, Goldschmidt VW. Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counterflow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger. International Journal of Heat & Mass Transfer. 1990;33(4):755-765.
- Jacobi AM, Idem SA, Goldschmidt VW. Predicting the performance of multistage heat exchangers. Heat Transfer Engineering. 1993;14(1):62-70.
- Osakabe M, Itoh T, Yagi K. Condensation heat transfer of actual flue gas on horizontal tubes. Proceedings of the 5th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference; 1999 March 14-19; California, San Diego. Washington D.C; Office of Scientific & Technical Information; 1999.
- Osakabe M, Horiki S, Hanaki Y. Prediction and performance of compact heat exchanger with small diameter tubes for latent heat recovery. Journal of Environment and Engineering. 2009;4(1):36-46.
- Osakabe M, Ishida K, Yagi K, Itoh T, Ohmasa K. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas. Heat Transfer Asian Research. 2001;30(2):139-151.
- Pla Perujo M. Condensation of water vapor and acid mixtures from exhaust gases [dissertation]. Berlin; Technical University of Berlin; 2004.
- Che D, Da Y, Zhuang Z. Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases. Heat Mass Transfer. 2005;41(3):250-256.
- Colburn AP, Hougen OA. Design of cooler condensers for mixtures of vapors with noncondensing gases. Industrial & Engineering Chemistry. 1934;26(11):1178-1182.
- Huang J, Zhang J, Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. Applied Thermal Engineering. 2015;89:469-484.
- Wang JL, Tao YB, He YL. Numerical simulation of sulfuric acid vapor condensation characteristics on an external three-dimensional finned tube surface. Applied

کاهش ۲۹ درصدی مصرف گاز موتورخانه نسبت به موتورخانه‌های سنتی مشعل و دیگ آب گرم).

کاربرد این طرح می‌تواند پیاده‌سازی آن در منازل مسکونی موتورخانه‌دار باشد تا برق و آب گرم مصرفی مورد نیاز همزمان تولید شود. با این روش می‌توان هدررفت‌های مربوط به انتقال برق به منازل و اتلاف گرمای موتورخانه‌ها را به حداقل رساند. اگرچه اجرای آن نیازمند سرمایه‌گذاری اولیه نسبتاً بالایی است، اما می‌توان با سود حاصل از فروش برق مزاد آن و صرفه‌جویی در مصرف گاز صورت گرفته، سرمایه‌گذاری اولیه را جبران کرد.

در نهایت می‌توان اذعان داشت، طرح حاضر کاملاً پاسخگوی گرمایش آب گرم مورد نیاز یک خانواده ۴ نفره و تولید برق آنها در تمام طول سال هست اما برای گرمایش هوای خانه در فصل زمستان، نیاز به سیستم تقویت‌کننده است.

تشکر و قدردانی: احتراماً بر خود لازم می‌دانیم بدین وسیله از همکاری کارکنان شرکت اران و به‌ویژه مهندس طالبی بابت فراهم کردن تجهیزات و محیط آزمایشگاه، مراتب تشکر و قدردانی خودمان را اعلام نماییم.

تاییدیه اخلاقی: نویسندگان متعهد می‌شوند که نتایج این مقاله در مجله دیگری چاپ نشده است یا در حال داوری نیست.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

سهم نویسندگان: علی حیدری (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۷۰٪)؛ محمدعلی احترام (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی (۳۰٪)

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

فهرست علائم

A	سطح انتقال حرارت (m^2)
C	ظرفیت گرمایی ($J/kg \cdot K$)
G	فلاکس جرم ($kg/m^2 \cdot s$)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W/m^2 \cdot K$)
J	پارامتر انتقال حرارت محسوس
m	توان تصحیح رابطه تیورک
\dot{m}	دبی جرمی (kg/h)
P	فشار (kPa)
Pr	عدد پرنتل
\dot{Q}	شار انتقال حرارت (W)
Re	عدد رینولز
Sc	عدد اسمیت
T	دما ($^{\circ}C$)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ($W/m^2 \cdot K$)
علائم یونانی	
η	کارایی چگالش
λ	نسبت هوا به سوخت واقعی به تئوری
ϕ	ضریب نسبت مارتینلی
زیرنویس‌ها	
c	آب سرد

- 18- Chen Q, Finney K, Li H, Zhang X, Zhou J, Sharifi V, Swithenbank J. Condensing boiler applications in the process industry. *Applied Energy*. 2012;89(1):30-36.
- 19- Breber G, Palen JW, Taborek J. Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria. *Journal Heat Transfer*. 1980;102(3):471-476.
- 20- Collier JG, Thome JR. Convective boiling and condensation. Oxford: Clarendon Press; 1994. p. 52-54
- 21- Moghiman M, Rahimi AB. Engineering of air conditioning and central heating. 7th edition. Mashhad; Ferdowsi University of Mashhad Publication Center; 2014. [Persian]
- Thermal Engineering. 2019;162:114213.
- 15- Jeong K, Kessen MJ, Bilirgen H, Levy Ek. Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010;53(11-12):2361-2368.
- 16- Sabah S, Pishbin SI, Moghiman M. Effect of using condensation package on energy consumption optimization, Proceedings of 2nd National Climate Conference, Building and Energy conservation; 2012 May 10; Isfahan. Tehran: CIVILICA. [Persian]
- 17- Lazzarin RM. Condensing boilers in buildings and plants refurbishment. *Energy and Buildings*. 2012;47:61-67.