

مطالعه پارامتریک بازیابی گرما از سلول تست موتور با بکارگیری سیکل رانکین با سیال آلی

برای ارزیابی عملکرد موتور لازم است موتور به صورت تجربی آزمایش گردد. مقدار زیادی از انرژی سوخت در محفظه تست موتور تلف می‌شود. در این مطالعه یک سیکل رانکین با سیال آلی به منظور تولید توان از این گرمای اتلافی مورد استفاده قرار گرفته است. گرمای اتلافی در سه مبادله‌کن گرمایی شامل پیش-گرمکن، تبخیرکن و فوق‌گرمکن بازیابی می‌شود. این مبادله‌کن‌های گرمایی بصورت جداگانه طراحی شده‌اند و کل سیستم از دیدگاه انرژی و انرژی تحلیل شده است. در نهایت یک مطالعه پارامتری به منظور بررسی تاثیر مشخصه‌های دمایی بازیابی گرما بر پارامترهای مهم ترمودینامیکی و انتقال حرارت سیستم انجام شده است. نتایج نشان می‌دهند که سیکل رانکین با سیال آلی با بهره‌گیری از گرمای اتلافی توانی معادل ۸/۸۵٪ توان موتور را بازیابی می‌کند.

فرزاد محمدخانی^۱

دانشجوی دکترا

ناصر شوکتی^۲

دانشجوی دکترا

نوید فرخی^۳

دانشجوی دکترا

فرامرز رنجبار^۴

استادیار

واژه‌های راهنما: انرژی، سلول تست موتور، سیکل رانکین با سیال آلی، بازیابی گرما، مبادله‌کن گرمایی

۱- مقدمه

موتورهای رفت و برگشتی بطور گسترده‌ای در سیستم‌های تولید توان بکار برده می‌شوند. در میان این موتورها، موتورهای دیزلی بازده بالایی دارند. بازده موتورهای دیزلی با افزایش اندازه موتور بیشتر شده و از حدود ۳۰٪ برای موتورهای کوچک دور بالا تا حدود ۴۸-۴۲٪ برای موتورهای دیزلی بزرگ و دور پایین تغییر می‌کند [۱]. در تولید یک موتور لازم است که کارایی موتور مورد آزمایش قرار گیرد. این کار در سلول تست انجام می‌شود. زمان تست به توان موتور، کاربرد آن و نوع تست بستگی دارد. در موتورهای احتراق داخلی جزء کوچکی از انرژی سوخت ورودی منجر به تولید توان می‌شود و قسمت عمده انرژی سوخت بصورت گرما تلف می‌شود. این انرژی تلف شده بصورت گازهای خروجی موتور، انتقال گرمای هدایتی و تابشی از بدنه موتور و گرمایش آب خنک کن و روغن روانکاری سیستم می‌باشد. به منظور بازیابی قسمتی از گرمای تلف

^۱نویسنده مسئول، دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز f.mohammadkhani@tabrizu.ac.ir

^۲ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز n_shokati@tabrizu.ac.ir

^۳ دانشجوی دکتری، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد ایلمچی، باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، ایلمچی، ایران

n.farrokhi@tabrizu.ac.ir

^۴ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۲/۰۲/۳۰، تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۴/۲۲

شده توسط گازهای خروجی، می‌توان از یک سیکل رانکین با سیال آلی^۱ (ORC) استفاده کرد. در این سیکل از گرمای اتلافی موتور به منظور تولید توان استفاده می‌شود. گرمای منتقل شده به سیکل سیال کاری را به فاز فوق گرم می‌رساند. سیال در این حالت در توربین منبسط شده و توان مورد نظر را تولید می‌کند و باعث بالا رفتن بازده سیستم می‌شود. سیکل رانکین با سیال عامل آلی (ORC) در مقایسه با سایر سیکل‌های تولید توان دارای مزیت‌هایی می‌باشد. برای مثال هزینه نگهداری و کارکرد سیستم‌های بر پایه این سیکل پایین‌تر است. همچنین برای اکثر سیالات آلی انبساط توربین در ناحیه فوق گرم صورت می‌گیرد که این خود باعث کاهش خوردگی در پره‌های توربین می‌شود [۲ و ۳]. در دماهای پایین استفاده از سیال آلی در مقایسه با آب منجر به بازده بالاتری می‌شود [۴]. بدلیل عملکرد مناسب ORC در دماهای پایین، استفاده از آن در دو دهه اخیر به سرعت افزایش یافته است [۵-۷] و مطالعات زیادی برای بهبود عملکرد ORC انجام شده است [۸-۱۱]. همچنین مطالعاتی برای کوپل کردن ORC به موتورهای بنزینی صورت گرفته است [۱۲ و ۱۳]. هونتالاس^۲ و همکاران [۱۴] و همچنین کاتسانوس^۳ و همکاران [۱۵] از ORC برای بازیابی گرما در موتورهای دیزلی بهره برده‌اند. ژانگ^۴ و همکاران [۱۶] طراحی اواپراتور لوله-پره ای را برای بازیابی گرما از موتور دیزل از دیدگاه انتقال حرارتی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند.

در این تحقیق ابتدا یک مدل ریاضی برای طراحی اواپراتور بر اساس هندسه اواپراتور و سیال عامل گذرنده از آن انتخاب گردید سپس تحلیل انتقال حرارتی آن در دورها و بارهای مختلف موتور دیزل مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در اواپراتور ضریب انتقال حرارت بخش سیال عامل آلی مقداری بزرگتر از بخش گازهای خروجی از موتور دیزل است. ایلان^۵ و آلارکون^۶ [۱۷] مدلی را برای شبیه سازی فرآیندهای انتقال حرارت و احتراق در یک موتور دوزمانه ارائه دادند. مدل عددی ارائه شده قابلیت ترکیب شبیه سازی احتراق و مدل انتقال حرارت را در جایی که هم انتقال حرارت جابجایی و تابش موجود بود فراهم می‌آورد. همچنین در این تحقیق تاثیر ترکیب گازهای احتراقی بر انتقال حرارت و احتراق موتور مورد بررسی قرار گرفت. عملکرد و بهینه سازی پارامتری یک موتور اتو با در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت در این موتور توسط وانگ^۷ و همکاران مورد تحقیق و بررسی قرار گرفت [۱۸]. همچنین در این تحقیق تغییرات منحنی های توان و بازده موتور با تغییر نسبت تراکم این موتور مورد بررسی قرار گرفت و مقادیر بهینه ای برای نسبت تراکم موتور اتو در شرایط ماکزیمم توان و بازده این موتور بدست آمد در این تحقیق در بررسی منحنی های توان و بازده، اثرات انتقال حرارتی موتور اتو هم مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. قانون دوم

^۱ Organic Rankine Cycle (ORC)

^۲ Hountalas

^۳ Katsanos

^۴ Zhang

^۵ Illan

^۶ Alarcón

^۷ Wang

ترمودینامیک ارزش واقعی ترمودینامیکی یک جریان انرژی و همچنین ارزش واقعی تلفات یک سیستم یا فرآیند را نشان می‌دهد. انرژی نشانگر کیفیت ترمودینامیکی یک جریان انرژی است [۱۹] و بازده انرژی یک سیستم یا فرآیند را با حالت ایده‌آل آن مقایسه می‌کند. همچنین تخریب انرژی تلفاتی را که مانع بازدهی می‌شوند مشخص می‌سازد [۲۰].

در این تحقیق برای تولید توان از گرمای اتلافی سلول تست یک موتور دیزل دریایی توربوشارژدار از ORC استفاده شده است. به منظور دستیابی به توان بالاتر در ORC از R11 به عنوان سیال عامل استفاده شده است. مخلوط هوای گرم خروجی از سلول تست و گازهای خروجی از توربوشارژر از مجموعه‌ای از مبادله‌کن گرمایی شامل پیش‌گرمکن^۱، تبخیرکن^۲ و فوق‌گرمکن^۳ عبور می‌کند.

در این مطالعه برای دستیابی به بهترین بازایی حرارت این مبادله‌کن‌های گرمایی بصورت جداگانه طراحی شده‌اند. همچنین تخریب انرژی برای هر یک از اجزا و برای کل سیستم محاسبه شده است. در نهایت برای بررسی تاثیر مشخصه‌های دمایی بازایی گرما (دمای تبخیرکن، اختلاف دمای پینچ در تبخیرکن و درجه فوق‌گرمی در مبدل فوق‌گرمکن) بر پارامترهای مهم ترمودینامیکی و انتقال حرارت سیستم یک مطالعه پارامتریک انجام شده است. در این بررسی تغییرات پارامترهای مهمی مانند تخریب انرژی کل ORC، ضریب عملکرد انرژی ORC (حاصل تقسیم توان تولیدی ORC بر تخریب انرژی آن) و ضریب انتقال حرارت کلی پیش‌گرمکن و تبخیرکن مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- شرح سیستم مورد مطالعه

شکل (۱) سلول تست موتور دیزل مورد بحث در این مطالعه را نشان می‌دهد.

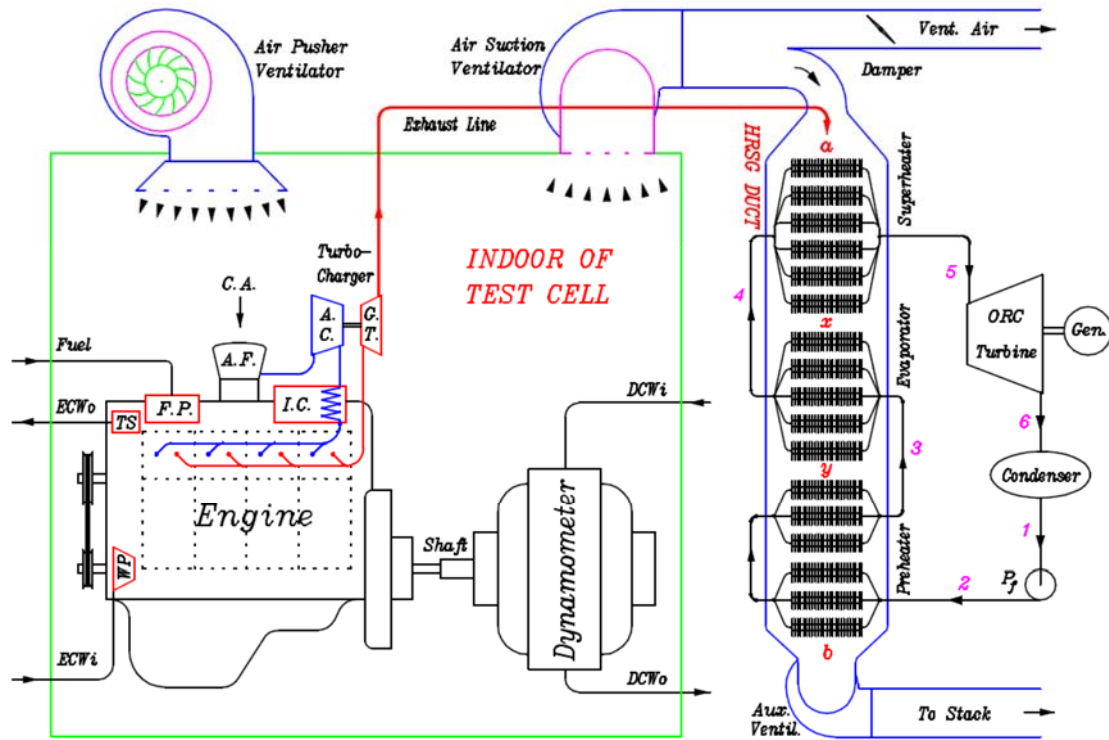
^۱ Preheater

^۲ Evaporator

^۳ Superheater



شکل ۱- سلول تست موتور دیزل مورد استفاده



شکل ۲- شماتیک سلول تست موتور دیزل و ORC ترکیب شده با آن

همچنین شکل (۲) شماتیک سلول تست موتور دیزل و ORC ترکیب شده با آن را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل (۲) نشان داده شده است هوای تازه بعد از متراکم شدن در کمپرسور وارد موتور می‌شود.

مخلوط سوخت و هوا در موتور محترق شده و گازهای خروجی بعد از منبسط شدن در توربین وارد خط تخلیه می‌شود. دمای گاز در این مرحله 682 K است. گازهای خروجی با هوای گرم مکیده شده از سلول تست مخلوط شده و دمای آن به 623 K کاهش می‌یابد. همانطور که قبلاً نیز اشاره شد برای بازیابی گرما از این مخلوط از یک سیکل رانکین با سیال آلی (ORC) و برای دستیابی به بالاترین توان تولیدی از سیال R11 در سیکل استفاده شده است. سیال R11 در نقطه ۳ (خروجی پیش‌گرمکن) به حالت مایع اشباع رسیده و در مبدل تبخیرکن تا حالت بخار اشباع گرم می‌شود. سپس سیال عامل در فوق‌گرمکن بیشتر گرم شده و به حالت فوق گرم می‌رسد. موتور دیزل استفاده شده از نوع MTU (16V538tb91) می‌باشد. توان تولیدی و گشتاور موتور در دور 1900 rpm به ترتیب برابر 1864 kW و 9371 N.m می‌باشد. برای بازیابی حرارت از مبدل‌های لوله ای پره دار استفاده شده است. مشخصات هندسی مبدل در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول ۱- مشخصات هندسی مبدل

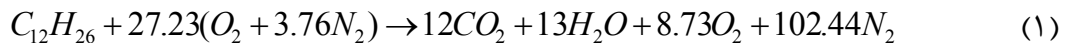
پارامتر	مقدار
مدل	Surface 8.0-3/8T
قطر خارجی لوله (mm)	۱۰/۲
قطر داخلی لوله (mm)	۷/۰۳۶
گام عرضی لوله ها (mm)	۲۵/۴
گام طولی لوله ها (mm)	۲۲
تعداد پره در هر متر	۳۱۵
قطر هیدرولیک گذرگاه جریان (mm)	۳/۶۳۲
ضخامت پره (mm)	۳۳
σ (نسبت سطح آزاد جریان به سطح مقابل آن)	۰/۵۳۴
α (نسبت سطح انتقال حرارت به حجم کل) (m^2/m^3)	۵۸۷
نسبت سطح پره به سطح کل	۰/۹۱۳

۳- مدل ریاضی

۳-۱- مشخصات گازهای خروجی موتور

برای تحلیل سیستم مشخصات گازهای خروجی موتور مانند گرمای ویژه در فشار ثابت، ویسکوزیته و هدایت حرارتی باید مشخص باشد. نسبت جرمی اجزا در خروجی موتور ثابت نیست و با تغییر شرایط کارکرد موتور تغییر می‌کند. در شرایط پایا می‌توان مقادیر سوخت و هوا را معین کرد. برای سلول تست مورد مطالعه

فرمول میانگین سوخت را می توان بصورت $C_{12}H_{26}$ در نظر گرفت. معادله احتراق بصورت زیر در نظر گرفته می شود:



با داشتن نسبت مولی اجزای گازهای خروجی می توان نسبت جرمی آن ها را نیز بدست آورد. حال با دانستن دما و فشار گازهای خروجی می توان مشخصات آن را بدست آورد.

۳-۲- تحلیل انرژی

انرژی هر جریان بیشترین کارتهوری است که یک جریان در شرایط معین می تواند داشته باشد تا موقعی که جریان به حالت مرده می رسد اگر تنها با محیط تبادل حرارت داشته باشد. با صرف نظر از انرژی های جنبشی و پتانسیل، انرژی هر جریان از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{E}x_{ph} = \sum_i \dot{m}_i \left((h_i - h_{0,i}) - T_0 (s_i - s_{0,i}) \right) \quad (2)$$

$$\dot{E}x_{ch} = \sum_i \dot{m}_i \sum_i \left(x_i \dot{e}x_i^{ch} + RT_0 x_i \ln(x_i) \right) \quad (3)$$

در اینجا $\dot{e}x_i^{ch}$ انرژی شیمیایی مخصوص هر یک از اجزای جریان می باشد و در رابطه (۳) x_i کسر مولی اجزای مختلف تشکیل دهنده جریان مورد نظر است.

تخریب انرژی در هر یک از اجزا برابر است با:

$$\dot{E}x_{D,i} = \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W} + \sum_i (\dot{E}x_i)_{in} - \sum_i (\dot{E}x_i)_{out} \quad (4)$$

تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیکل ترکیبی مورد بررسی در جدول (۲) نشان داده شده است.

جدول ۲- معادلات تخریب انرژی به تفکیک اجزای سیکل ترکیبی

جزء	معادله تخریب انرژی
پمپ	$\dot{E}x_{D,P} = \dot{E}x_1 + \dot{W}_P - \dot{E}x_2$
پیش گرمکن	$\dot{E}x_{D,ph} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_y - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_b$
تبخیرکن	$\dot{E}x_{D,ev} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_x - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_y$
فوق گرمکن	$\dot{E}x_{D,sh} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_a - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_x$
توربین	$\dot{E}x_{D,T} = \dot{E}x_5 - \dot{W}_T - \dot{E}x_6$
کندانسور	$\dot{E}x_{D,Cond} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{w,in} - \dot{E}x_1 - \dot{E}x_{w,out}$

ضریب عملکرد انرژی^۱ (EPC) بصورت نسبت توان خالص تولیدی ORC به تخریب انرژی در آن تعریف می شود:

^۱ Exergetic Performance Coefficient

$$EPC = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{D,tot}} \quad (5)$$

توان خالص تولیدی ORC از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (6)$$

که \dot{W}_t و \dot{W}_p به ترتیب کار پمپ و توربین ORC را نشان می‌دهند.

نسبت تخریب انرژی در هر یک از اجزا بصورت حاصل تقسیم تخریب انرژی در آن جزء به کل تخریب انرژی سیکل تعریف می‌شود:

$$Y_D = \frac{\dot{E}x_{D,i}}{\dot{E}x_{D,tot}} \quad (7)$$

ضریب تاثیر یا کارایی مبادله‌کن گرمایی (پیش گرمکن، تبخیرکن و فوق گرمکن) بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad (7)$$

Q_{act} گرمای منتقل شده از هر کدام از جریان‌ها و Q_{max} بیشترین انتقال گرمای ممکن در مبادله‌کن گرمایی است. پارامتر C ظرفیت گرمایی جریان است.

$$C_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta T_i} \quad (8)$$

بنابراین با انتخاب جریانی که دارای C مینیمم است رابطه ضریب تاثیر یا کارایی مبادله‌کن گرمایی از روابط زیر محاسبه می‌گردد.

$$\varepsilon_{ph} = \frac{\max(T_3 - T_2, T_{hy} - T_{hb})}{T_{hy} - T_2} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{ev} = \frac{\max(T_4 - T_3, T_{hx} - T_{hy})}{T_{hx} - T_3} \quad (10)$$

$$\varepsilon_{sh} = \frac{\max(T_5 - T_4, T_{ha} - T_{hx})}{T_{ha} - T_4} \quad (11)$$

۳-۳- نرخ انتقال حرارت

نرخ کلی انتقال حرارت برابر است با:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{exh}(h_a - h_b) = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_2) \quad (12)$$

با در نظر گرفتن هر یک از مبدل‌ها بصورت جداگانه می‌توان مشخصات ترمودینامیکی نقاط x و y را بدست آورد. برای هر یک از مبدل‌ها داریم:

$$\dot{Q}_{ph} = \dot{m}_{exh}(h_y - h_b) = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_2) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{exh}(h_x - h_y) = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_3) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{exh}(h_a - h_x) = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_4) \quad (15)$$

۳-۴- ضرایب انتقال حرارت همرفتی

برای سطح خارجی انتقال حرارت ضریب انتقال حرارت همرفتی از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$St = \frac{H}{G c_p} \quad (16)$$

که G از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$G = \frac{\dot{m}_{exh}}{A_{fr} \sigma} \quad (17)$$

عدد استانتون از رابطه ارائه شده توسط Kays و London محاسبه می‌شود [۲۱]:

$$St Pr^{\frac{2}{3}} = a Re^b \quad (18)$$

ثابت های a و b بسته به نوع مبدل تعیین می‌شوند و برای مبدل مورد استفاده در این مطالعه این ثابت‌ها به ترتیب برابر 0.1775 و -0.40773 می‌باشند.

برای سطح داخلی انتقال حرارت ضریب انتقال حرارت همرفتی از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Nu_i = \frac{H D_i}{k} \quad (19)$$

که عدد ناسلت برای جریان متلاطم توسعه یافته از داخل لوله های صاف از رابطه ارائه شده توسط Bejan و Kraus محاسبه می‌شود [۲۲]:

$$Nu_i = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

این رابطه برای $Re > 10^4$ و $0.6 < Pr < 160$ کاربرد دارد.

و عدد رینولدز برابر است با:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_{ref}}{N_{tp} \pi D_i \mu} \quad (21)$$

که در آن:

$$N_{tp} = N_{row} \times N_{col} \quad (22)$$

$$N_{row} = \frac{H_e}{x_t} \quad (23)$$

$$N_{col} = \frac{L}{x_l} \quad (24)$$

در اینجا H_e و L به ترتیب نشانگر ارتفاع و طول مبدل هستند.

بنابراین تعداد لوله‌ها در یک گذر مبدل برابر است با:

$$N_{tp} = \frac{V}{x_t x_l w} = \frac{A_{op} H_e}{\alpha x_t x_l A_{fr}} \quad (25)$$

در مبدل تبخیرکن، رابطه ارائه شده توسط Liu و Winterton برای محاسبه ضریب انتقال حرارت همرفتی بکار برده می‌شود [۲۳]:

$$H_{ev} = \sqrt{(E \cdot H_{fb})^2 + (S \cdot H_{nb})^2} \quad (26)$$

ضریب تصحیح برای جوشش لایه‌ای^۱ برابر است با:

$$E = \left[1 + xPr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (27)$$

ضریب انتقال حرارت همرفتی برای جوشش لایه‌ای (H_{fb}) از رابطه Dittus-Boelter محاسبه می‌شود [۲۴].

ضریب تصحیح برای جوشش هسته‌ای^۲ برابر است با:

$$S = \frac{1}{1 + 0.055 E^{0.1} Re_{f0}^{0.16}} \quad (28)$$

ضریب انتقال حرارت همرفتی برای جوشش هسته‌ای (H_{nb}) از رابطه جوشش استخری^۳ Copper محاسبه می‌شود [۲۴].

۳-۵- سطوح انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت کلی بر پایه سطح خارجی لوله برابر است با:

$$u_o = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o H_o} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{H_i} + \frac{A_o}{A_w} R_w + \frac{R_{do}}{\eta_o} + \frac{A_o}{A_i} R_{di}} \quad (29)$$

که η_o از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$H_i A_i = H_o A_o \eta_o \quad (30)$$

دیگر جملات معادله (۲۹) از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{1}{1 - \beta} \quad (31)$$

در اینجا β نسبت سطح پره به کل سطح انتقال حرارت مبدل می‌باشد.

$$\frac{A_o}{A_w} = \frac{1}{\beta} \ln \left(\frac{1}{1 - \beta} \right) \quad (32)$$

$$R_w = \frac{\delta_f}{2 k_f} \quad (33)$$

در رابطه (۲۹) مقاومت رسوب می‌باشد.

اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۴ (LMTD) یک روش مرسوم برای اندازه‌گیری کارایی مبدل است و با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (34)$$

در این رابطه ΔT_1 اختلاف دمای ترمینال گرم و ΔT_2 اختلاف دمای ترمینال سرد است.

^۱Film boiling

^۲Nucleate boiling

^۳Pool boiling

^۴Log Mean Temperature Difference

حال می‌توان سطح انتقال حرارت مبدل را بصورت زیر محاسبه نمود:

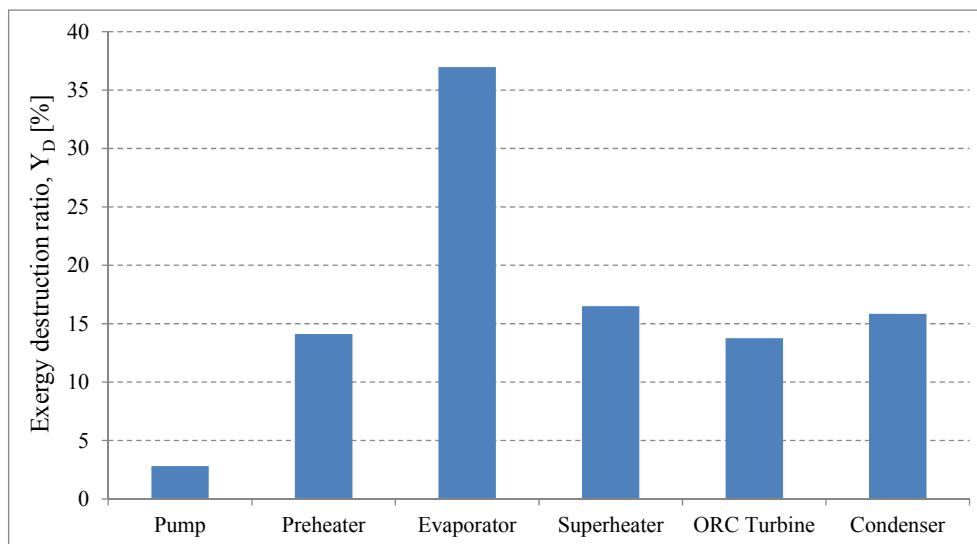
$$A = \frac{Q}{u_o \Delta T_{lm}} \quad (35)$$

۴- نتایج و بحث

مبدل‌های حرارتی به گونه‌ای طراحی شده‌اند که دارای لوله‌هایی در ۱۰ ردیف و ۶ ستون برای حمل R11 باشند. دما، فشار آنتالپی و دبی جرمی هر یک از نقاط سیستم از معادلات بقای جرم و انرژی محاسبه شده و در جدول (۳) نشان داده شده است.

جدول ۳- دما، فشار آنتالپی و دبی جرمی نقاط سیستم

نقطه	سیال کاری	فشار (kPa)	دما (°C)	دبی جرمی (kg/s)	آنتالپی (kJ/kg)
۱	R11	۱۷۳/۴	۴۰	۳/۷۵۸	۶۸/۷۱
۲	R11	۱۷۷۵	۴۱/۵۸	۳/۷۵۸	۷۰/۱
۳	R11	۱۷۷۵	۱۴۰	۳/۷۵۸	۱۶۲/۹
۴	R11	۱۷۷۵	۱۴۰	۳/۷۵۸	۲۸۴/۶
۵	R11	۱۷۷۵	۱۹۳	۳/۷۵۸	۳۲۷/۳
۶	R11	۱۷۳/۴	۱۰۲/۸	۳/۷۵۸	۲۸۲
x	گازهای خروجی	۱۰۳/۵۴	۳۰۶/۵	۲/۳۰۴	۶۱۰/۷
y	گازهای خروجی	۱۰۳/۵۴	۱۸۰	۲/۳۰۴	۴۷۲/۲
a	گازهای خروجی	۱۰۳/۵۴	۳۵۰	۲/۳۰۴	۶۵۹/۱
b	گازهای خروجی	۱۰۳/۵۴	۸۱/۴۷	۲/۳۰۴	۳۶۶/۷



شکل ۳- نسبت تخریب انرژی اجزای سیستم

شکل (۳) نسبت تخریب انرژی هر یک از اجزا را نشان می‌دهد. همانطور که شکل (۳) نشان می‌دهد تخریب انرژی مبدل تبخیرکن بالاتر از همه اجزا و تخریب انرژی پمپ پایین‌تر از همه آنهاست.

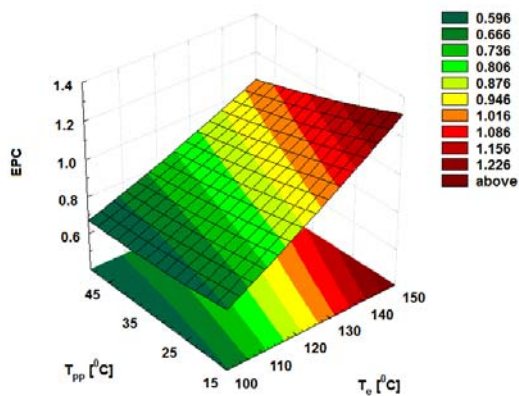
مقادیر تخریب انرژی دیگر اجزای سیستم نزدیک به هم است. برای هر سه مبدل پیش گرمکن، تبخیرکن و فوق گرمکن نرخ انتقال گرما محاسبه شده است. سپس با داشتن مشخصات ترمودینامیکی همه نقاط سیستم ضریب انتقال حرارت همرفتی برای هر سه مبدل محاسبه شده است. سپس ضرایب انتقال حرارت کلی مبدل‌ها بدست آمده و از روش LMTD سطح انتقال حرارت هر یک از مبدل‌ها محاسبه شده است. نتایج طراحی مبدل‌ها در جدول (۴) آورده شده است.

در ادامه در یک مطالعه پارامتریک تاثیر مشخصه‌های دمایی بازیابی گرما یعنی دمای تبخیرکن (T_e)، اختلاف دمای پینچ در تبخیرکن (T_{pp}) و درجه فوق گرمی در مبدل فوق گرمکن (T_{sup}) بر پارامترهای مهم تخریب انرژی کل ORC ($\dot{E}_{XD,tot}$)، ضریب عملکرد انرژی ORC (EPC) و ضریب انتقال حرارت کلی پیش گرمکن ($u_{o,ph}$) و تبخیرکن ($u_{o,ev}$) مورد بررسی قرار می‌گیرد.

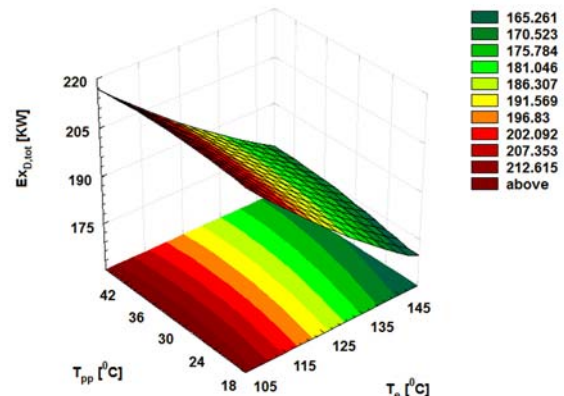
شکل (۴) تغییرات پارامترهای مورد مطالعه را با تغییر T_{pp} و T_e نشان می‌دهد.

جدول ۴- نتایج طراحی مبدل‌ها

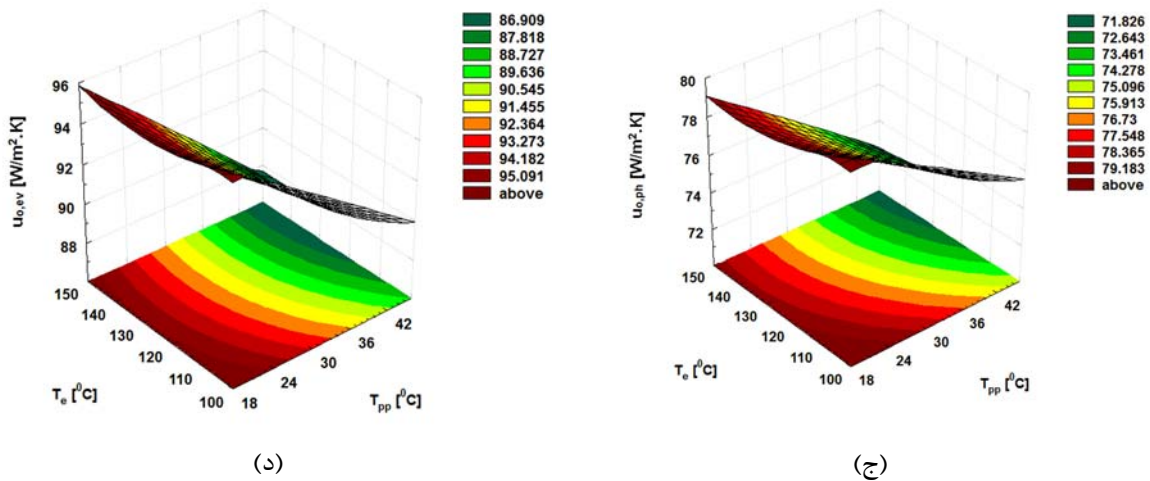
مبدل	پیش گرمکن	تبخیرکن	فوق گرمکن
ضریب انتقال حرارت کلی ($W/m^2 K$)	۷۲/۸۳	۸۷/۸۶	۸۸/۱۲
سطح تبادل حرارت (m^2)	۱۷۳/۶	۵۸/۷۳	۱۱/۸۷
کارایی	۰/۷۱۱۹	۰/۷۵۹۷	۰/۲۵۲۴
تعداد گذر لوله‌ها	۸	۳	۱



(ب)



(الف)

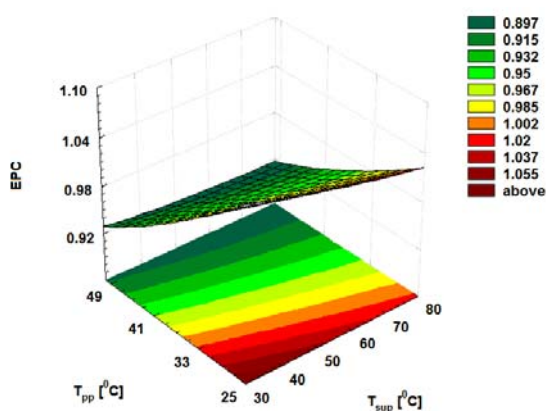


شکل ۴- تاثیر T_{pp} و T_e بر (الف) تخریب اگزرژی کل ORC، (ب) ضریب عملکرد اگزرژی ORC، (ج) ضریب انتقال حرارت کلی پیش گرمکن و (د) ضریب انتقال حرارت کلی تبخیرکن

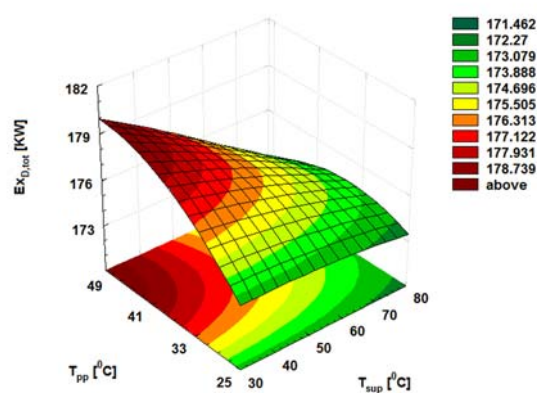
وقتی که T_e بیشتر می شود اختلاف فشار بالا و پایین سیکل ORC بیشتر می شود و بنابراین کار تولیدی سیکل افزایش می یابد. از طرفی افزایش T_e باعث کاهش $\dot{E}X_{D,tot}$ می شود که دلیل عمده آن کاهش چشمگیر تخریب اگزرژی تبخیرکن می باشد. تخریب اگزرژی تبخیرکن درصد بالایی از تخریب اگزرژی کل را تشکیل می دهد (رجوع شود به شکل (۳)). بنابراین با توجه به تعریف EPC وقتی T_e بیشتر می شود EPC نیز افزایش پیدا می کند. همچنین با افزایش T_{pp} دبی جرمی سیال ORC کاهش پیدا کرده کار تولیدی سیکل کمتر می شود. از طرفی افزایش T_{pp} باعث افزایش $\dot{E}X_{D,tot}$ شده بنابراین EPC کاهش پیدا می کند. مطالب ذکر شده در شکل (الف و ب) نشان داده شده است. تغییرات $u_{o,ph}$ با تغییر T_e و T_{pp} در شکل (ج) نشان داده شده است. افزایش T_e و T_{pp} اثر مشابهی بر ضرایب انتقال حرارت همرفتی داخلی و خارجی مبدل پیش گرمکن دارد و این ضرایب را کاهش می دهد. بنابراین با افزایش این دماها $u_{o,ph}$ کاهش پیدا می کند. شکل (د) تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی تبخیرکن را با تغییر T_e و T_{pp} نشان می دهد. افزایش اختلاف دمای پینچ در تبخیرکن باعث کاهش ضرایب انتقال حرارت همرفتی داخلی و خارجی تبخیرکن می شود و بنابراین $u_{o,ev}$ نیز کاهش پیدا می کند. افزایش T_e باعث افزایش H_i و کاهش H_o در تبخیرکن می شود ولی کاهش H_o اندکی غالب بوده و به مقدار کمی $u_{o,ev}$ را کاهش می دهد. شکل (د) تغییرات پارامترهای مورد مطالعه را با تغییر T_{pp} و T_{sup} نشان می دهد.

وقتی T_{sup} افزایش پیدا می کند کار ویژه توربین ORC بیشتر شده و از طرفی با توجه به معادله (۱۱) دبی جرمی R11 کاهش پیدا می کند. این تغییرات به گونه ای است که کار کل تولیدی توربین کمتر می شود. از طرفی افزایش T_{sup} تخریب اگزرژی کل اجزای سیستم را تغییر می دهد بطوریکه تخریب اگزرژی کل ORC کاهش پیدا می کند. البته این کاهش در T_{pp} بالاتر بیشتر است. مجموعه تغییرات کار تولیدی ORC و تخریب اگزرژی در آن به گونه ای است که افزایش T_{sup} تاثیر چندانی بر EPC ندارد. مطالب ذکر شده در شکل (الف و ب) نشان داده شده است. افزایش T_{sup} اثر مشابهی بر ضرایب انتقال حرارت همرفتی داخلی و

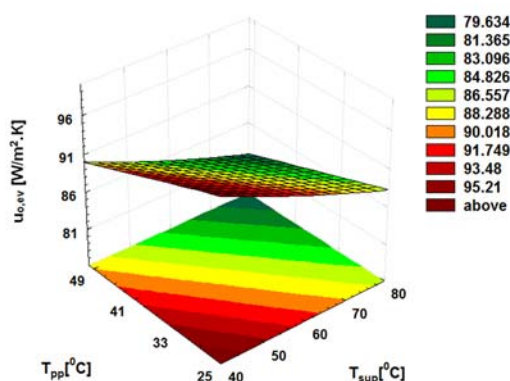
خارجی مبدل‌های پیش‌گرمکن و تبخیرکن دارد و همه این ضرایب را کاهش می‌دهد. بنابراین افزایش T_{sup} باعث کاهش $u_{o,ph}$ و $u_{o,ev}$ می‌شود. این مطلب در شکل (۵ ج و د) نشان داده شده است.



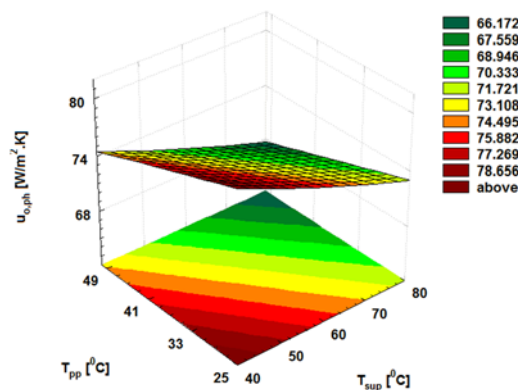
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۵- تاثیر T_{pp} و T_{sup} بر (الف) تخریب انرژی کل ORC، (ب) ضریب عملکرد انرژی ORC، (ج) ضریب انتقال حرارت کلی پیش‌گرمکن و (د) ضریب انتقال حرارت کلی تبخیرکن

۵- نتیجه گیری کلی

در این تحقیق یک سیکل رانکین با سیال آلی برای بازیابی گرمای اتلافی در سلول تست موتور مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج مهمی که می‌توان از این مطالعه گرفت به صورت زیر است:

- با بکارگیری ORC با سیال R11 می‌توان توانی معادل ۸/۸۵٪ توان موتور را از گازهای خروجی بازیابی کرد.
- مبدل تبخیرکن بالاترین مقدار تخریب انرژی و پمپ پایین‌ترین آن را در میان اجزای سیکل داراست.
- مبدل پیش‌گرمکن بیشترین تعداد گذر لوله و مبدل فوق‌گرمکن کمترین تعداد را دارد. همچنین کارایی مبدل‌های پیش‌گرمکن، تبخیرکن و فوق‌گرمکن به ترتیب برابر با مقادیر ۰/۷۱۱۹، ۰/۷۵۹۷ و ۰/۲۵۲۴ محاسبه شده است.
- با انجام مطالعه پارامتریک مشخص می‌شود که افزایش T_e منجر به کاهش $\dot{E}_{XD,tot}$ ، افزایش EPC و کاهش $u_{o,ph}$ و $u_{o,ev}$ می‌شود.

- افزایش T_{pp} باعث افزایش $\dot{E}x_{D,tot}$ ، کاهش EPC و کاهش $u_{o,ph}$ و $u_{o,ev}$ می شود.
- افزایش T_{sup} تخریب انرژی کل سیستم را کاهش می دهد در حالیکه تاثیر چندانی بر مقدار EPC ندارد. همچنین افزایش T_{sup} منجر به کاهش $u_{o,ph}$ و $u_{o,ev}$ می شود.

مراجع

- [1] Abusoglu, A., and Kanoglu, M., "First and Second Law Analysis of Diesel Engine Powered Cogeneration Systems", Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 2026-2031, (2008).
- [2] Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., and Spliethoff, H., "Energetic and Economic Investigation of Organic Rankine Cycle Applications", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1809-1817, (2009).
- [3] <http://www.turboden.it>
- [4] Drescher, U., and Bruggemann, D., "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 223-228, (2007).
- [5] Bruno, J.C., Villad, J.L., Letelier, E., Romera, S., and Coronas, A., "Modeling and Optimization of Solar Organic Rankine Cycle Engines for Reverse Osmosis Desalination", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 2212-2226, (2008).
- [6] Kanoglu, M., and Bolatturk, A., "Performance and Parametric Investigation of a Binary Geothermal Power Plant by Exergy", Renewable Energy, Vol. 33, pp. 2366-2374, (2008).
- [7] Vaja, I., and Gambarotta, A., "Internal Combustion Engine (ICE) Bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)", Energy, Vol. 35, pp. 1084-1093, (2010).
- [8] Al-Sulaiman, F.A., Dincer, I., and Hamdullahpur, F., "Exergy Analysis of an Integrated Solid Oxide Fuel Cell and Organic Rankine Cycle for Cooling, Heating and Power Production", Journal of Power Sources, Vol. 195, pp. 2346-2354, (2010).
- [9] Kang, S.H., "Design and Experimental Study of ORC and Radial Turbine using R245fa Working Fluid", Energy, Vol. 41, pp. 514-524, (2012).
- [10] Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E., and Tatsiopoulos, I., "Comparative Techno-economic Analysis of ORC and Gasification for Bio Energy Applications", Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 674-681, (2009).
- [11] Gewald, D., Karellas, S., Schuster, A., and Spliethoff, H., "Integrated System Approach for Increase of Engine Combined Cycle Efficiency", Energy Conversion and Management, Vol. 60, pp. 36-44, (2012).

- [12] Wang, E.H., Zhang, H.G., Zhao, Y., Fan, B.Y., Wu, Y.T., and Mu, Q.H., "Performance Analysis of a Novel System Combining a Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) with a Gasoline Engine", *Energy*, Vol. 43, pp. 385-395, (2012).
- [13] Wang, T., Zhang, Y., Jie, Z., Shu, G., and Peng, Z., "Analysis of Recoverable Exhaust Energy from a Light-duty Gasoline Engine", *Applied Thermal Engineering*, in press.
- [14] Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C., Katsanos, C., and Knecht, W., "Improvement of Bottoming Cycle Efficiency and Heat Rejection for HD Truck Applications by Utilization of EGR and CAC Heat", *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, pp. 19-32, (2012).
- [15] Katsanos, C.O., Hountalas, D.T., and Pariotis, E.G., "Thermodynamic Analysis of a Rankine Cycle Applied on a Diesel Truck Engine using Steam and Organic Medium", *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, pp. 68-76, (2012).
- [16] Zhang, H.G., Wang, E.H., and Fan, B.Y., "Heat Transfer Analysis of a Finned-tube Evaporator for Engine Exhaust Heat Recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp. 438-447, (2013).
- [17] Illán, F., Alarcón, M., "Numerical Analysis of Combustion and Transient Heat Transfer Processes in a Two-stroke SI Engine", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 2469-2475, (2010)
- [18] Wang, H., Liu, S., He, J., "Performance Analysis and Parametric Optimum Criteria of a Quantum Otto Heat Engine with Heat Transfer Effects", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 706-711, (2009)
- [19] Wall, G., "Exergy Flows in Industrial Processes", *Energy*, Vol. 13, pp. 197-208, (1988).
- [20] Abusoglu, A., and Kanoglu, M., "Exergetic and Thermo-economic Analyses of Diesel Engine Powered Cogeneration: Part 2–Application", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 242-249, (2009).
- [21] Kays, W.M., and London, A.L., "*Compact Heat Exchangers*", 3rd Edition, McGraw-Hill, New York, (1984).
- [22] Bejan, A., and Kraus, A.D., "*Heat Transfer Handbook*", John Wiley & Sons, New Jersey, (2003).
- [23] Huang, X., Wang, H., and Wang, H., "Experimental Study on Evaporating Heat Transfer Characteristics of HFC-245fa", *Journal of Wuhan University of Technology*, Vol. 33, pp. 67-71, (2011).
- [24] Ghiaasiaan, S.M., "*Two-phase Flow, Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems*", Cambridge University Press, New York, (2008).

فهرست نمادهای انگلیسی

A_{op} : سطح انتقال حرارت برای هر گذر (m^2)

c_p : گرمای ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg K$)

D : قطر (m)

\dot{E}_x : نرخ انرژی (kW)

E و S : ضرایب تصحیح

G : شار جرمی ($kg/m^2 s$)

h : آنتالپی (kJ/kg)

H : ضریب انتقال حرارت همرفتی ($W/m^2 K$)

K : ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W/m^2 K$)

\dot{m} : دبی جرمی (kg/s)

N_{col} : تعداد لوله ها در یک ستون

N_{row} : تعداد لوله ها در یک ردیف

N_{tp} : تعداد لوله ها در یک گذر

Nu : عدد ناسلت

Pr : عدد پرانتل

\dot{Q} : نرخ انتقال حرارت (kW)

R_d : مقاومت رسوب (m^2K/W)

Re : عدد رینولدز

R_w : مقاومت حرارتی دیواره (m^2K/W)

s : آنتروپی ($kJ/kg K$)

St : عدد استانتون

T : دما (K)

u : ضریب کلی انتقال حرارت ($W/m^2 K$)

V : حجم مبدل حرارتی (m^3)

w : عرض (m)

\dot{W} : توان (kW)

X_i : نسبت مولی

x_l : گام طولی لوله (m)

x_t : گام عرضی لوله (m)

نمادهای یونانی

σ : نسبت سطح آزاد جریان به سطح مقابل آن

μ : ویسکوزیته (kg/m s)

α : ضریب تصحیح

ρ : چگالی (kg/m^3)

η : بازده (%)

δ : ارتفاع پره (m)

ε : کارایی (%)

زیرنویس‌ها

۱ و ۲ و ۳ و ۴ و ۵ و ۶ : نقاط جریان برای R11

a و x و y و b : نقاط جریان برای گازهای خروجی

D : تخریب

ev : تبخیرکن

exh : گازهای خروجی

f : سیال

fr : مقابل

g : گاز

i : داخلی

l : مایع

o : خارجی

ph : پیش گرمکن

R11: ref

sh : فوق گرمکن

tot : کل

Abstract

To evaluate the performance of an engine, it is needed to test engine experimentally. A Large amount of energy is wasted in the engine test cell. In the present work, in order to generate power from the waste heat, an Organic Rankine Cycle (ORC) is used. The waste heat is recovered in three separate heat exchangers (preheater, evaporator and superheater). These heat exchangers are separately designed, and the whole system is analyzed from the energy and exergy viewpoints. Finally, a parametric study is performed to investigate the effects of heat recovery temperature characteristics on important thermodynamic and heat transfer parameters. The results show that applying the ORC, recovers the heat losses equivalent to 8.85% of the engine power.