

# بازطراحی سامانه خنک کاری در توسعه موتور بنزینی زمینی به دریایی

میثم محرابیان<sup>۱</sup>، ادیب سوزنی<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانش آموخته، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، maisam.mehrabian70@gmail.com  
<sup>۲</sup> دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک بیوسیستم (طراحی و ساخت)، دانشگاه تهران، تهران، ایران، adib.souzani@ut.ac.ir

چکیده:

امروزه یکی از راه‌های طراحی موتور، توسعه موتورهای موجود در کشور است. با این کار نیازی به طراحی کامل یک موتور که نیازمند صرف هزینه و وقت بسیار است نخواهد بود. یکی از کاربری‌های راهبردی موتورهای بنزینی، کاربرد آن در مصارف دریایی می‌باشد. جهت دریایی‌سازی یک موتور خودرویی، بسیاری از سامانه‌های موتور نیازمند تغییرات می‌باشد. در حالت نصب عمودی موتور که تفاوت زیادی با حالت افقی دارد، جهت نیل به تغییر کاربری می‌بایست تغییرات اساسی در سامانه‌های موتور مبنا که از جمله با اهمیت‌ترین آن‌ها سامانه خنک کاری است؛ ایجاد کرد. در واقع توسعه موتور دریایی بدون توسعه همزمان سامانه خنک کاری ناقص می‌باشد. در این پروژه خنک کاری اجزای موتور ارتقاء یافته دریایی‌سازی شده توسط دو مدار باز و بسته صورت می‌گیرد. با توجه به طراحی انجام شده، سامانه خنک کاری در مدار باز شامل یک خنک کن روغن، یک خنک کن میانی هوا و یک مبدل آب شیرین می‌باشد. هدف اصلی این پروژه، طراحی مبدل‌های حرارتی مورد نیاز در مدار باز خنک کاری می‌باشد. با استفاده از نرم افزار HTRI برای هر یک از مبدل‌های هوا، روغن و آب شیرین ۴ نوع طراحی ارائه گردید. هر سه مبدل حرارتی مورد نیاز در سامانه خنک کاری مدار باز موتور، از نوع پوسته و لوله در نظر گرفته شده و بدلیل جلوگیری از خوردگی تجهیزات و رسوب‌زا بودن آب دریا (سیال سرد)، این سیال در هر سه مبدل درون لوله جریان دارد و سیال گرم (هوا، روغن و آب شیرین) در سمت پوسته جریان دارند. در مبدل اینترکولر طراحی‌های شماره ۲ و ۳ به دلیل وزن کمتر و ضریب انتقال حرارت بالاتر برگزیده شدند (با توجه به تعداد پاس‌های لوله آنان). در مبدل خنک کن روغن، طراحی‌های شماره ۲ و ۴ مزایای بهتری داشته و انتظارات را برآورده می‌کند. همچنین در مبدل خنک کن آب شیرین طراحی‌های شماره ۲ و ۴ برتر شناخته شد.

کلیدواژه‌ها: موتور تنفس طبیعی، توربوشارژر، توان ترمزی، گشتاور ترمزی، GT-POWER

## Redesign of the cooling system in the development of land-to-sea gasoline engines

Mehrabian, Meysam<sup>1</sup>, Souzani, Adib<sup>2,\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran  
Biosystem Mechanical Engineering, Tehran University, Tehran, Iran, adib.souzani@ut.ac.ir

### Abstract:

the development of the marine engine is incomplete without the simultaneous development of the cooling system. In this project, the components of the upgraded marine engine are cooled by two open and closed circuits. According to the design, the cooling system in the open circuit includes an oil cooler, an intermediate air cooler and a fresh water exchanger. The main goal of this project is the design of heat exchangers required in the open cooling circuit. Using HTRI software, 4 types of designs were presented for each of the air, oil and fresh water converters. All three heat exchangers required in the open circuit cooling system of the engine are considered to be shell and tube type, and due to the prevention of equipment corrosion and sedimentation of sea water (cold fluid), this fluid flows inside the tube in all three exchangers and the fluid Hot (air, oil and fresh water) flow on the shell side. In the intercooler exchanger, designs number 2 and 3 were chosen due to their lower weight and higher heat transfer coefficient (according to the number of their pipe passes). In the oil cooling converter, designs number 2 and 4 have better advantages and meet expectations. Also, designs No. 2 and 4 were recognized as the best in fresh water cooling converter.

### Keywords:

naturally aspirated engine, turbocharger, braking power, braking torque, GT-POWER

انتقال حرارت رضایت‌بخش در موتور به دلایل زیادی از قبیل محدودیت‌های دمای مواد، محدودیت عملکرد روغن روانکاری، آلاینده‌ها و پدیده ضربه<sup>۱</sup> اهمیت زیادی دارد. حین کارکرد موتور، دمای درون محفظه احتراق به حدود ۲۷۰۰ کلوین و حتی بالاتر می‌رسد و مواد بکار رفته در موتور نمی‌توانند چنین دمایی را تحمل کنند و اگر به‌سرعت خنک نشوند و حرارت آن‌ها دفع نگردد دچار تنش‌های حرارتی شدید شده و از بین می‌روند. از آن جایی که فرایند احتراق در یک موتور احتراق داخلی بر خلاف یک موتور احتراق خارجی به شکل ممتد و ادامه‌دار نیست، دمای قطعات از دمای بیشینه احتراق بسیار کمتر خواهد بود [۱].

بخش‌هایی از محفظه احتراق که دما و سرعت گازهای سوخته‌شده در تماس با دیواره‌ی آن بیشتر است؛ دارای شار حرارتی بالاتری هستند. در این نواحی احتمال وقوع پدیده‌ی ترک ناشی از خستگی<sup>۲</sup> افزایش می‌یابد. جهت جلوگیری از این پدیده دما می‌بایست در کمتر از  $400^{\circ}\text{C}$  برای چدن و  $300^{\circ}\text{C}$  برای آلیاژ آلومینیوم نگه‌داشته شود [۳]. از طرفی راندمان موتور با افزایش ماکزیمم دمای محفظه احتراق افزایش می‌یابد [۲]. می‌توان تأثیر انتقال حرارت را از سه جنبه بیان کرد: ۱- بهبود عملکرد موتور، ۲- عملکرد روغنکاری، ۳- کاهش سطح آلاینده‌ها [۳].

شار حرارتی وارده به دیواره سیلندر از سوی گازهای احتراقی، شامل شار تشعشعی و جابجایی است. پروفیل دمای متوسط گاز و سیال خنک‌کن نیز به ترتیب با  $T_g$  و  $T_c$  نشان داده می‌شود. علت اُفت شدید دما در نزدیکی سطح داخلی دیواره سیلندر، مقاومت حرارتی ناشی از لایه مرزی است. به همین علت لایه مرزی علی‌رغم ضخامت اندک میکرونی، از اهمیت خاصی برخوردار است. شار حرارتی سپس در داخل دیواره به صورت هدایتی و در انتها نیز به صورت جابجایی از جداره خارجی دیواره سیلندر به سیال خنک‌کن منتقل می‌گردد.

## ۲- تغییر سامانه خنک‌کاری موتور زمینی به دریایی

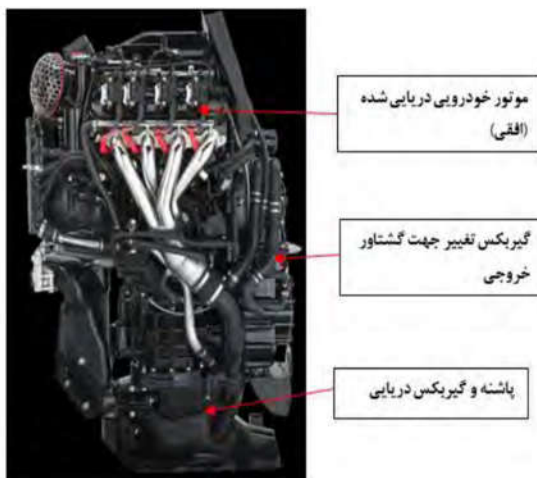
از آنجایی که فراهم نمودن موتورهای بنزینی دریایی با توان بالا با مشکلاتی همراه است؛ توسعه موتورهای

بنزینی زمینی موجود در کشور یکی از راه‌های برطرف نمودن نیازها می‌باشد [۹]. سیستم‌های رانش بنزینی برای شناورها شامل دو نوع مختلف، موتورهای درون نصب<sup>۳</sup> و برون نصب<sup>۴</sup> می‌باشد. موتورهای برون نصب به دلیل داشتن مزیت‌های فراوان در مقایسه با موتورهای درون نصب، در صنایع نامبرده، اهمیت ویژه‌ای پیدا نموده‌اند. طراحی و تولید این موتورها تنها توسط کشورهای محدودی صورت می‌گیرد و نیازمند وجود دانش فنی و سطح تکنولوژی بسیار بالایی می‌باشد [۱۰].

تغییر کاربری موتور خودرویی به دریایی شامل دو روش زیر می‌باشد:

- تغییر کاربری موتور بدون تغییر راستای خروجی گشتاور (افقی).
- تغییر کاربری موتور با تغییر وضعیت قرارگیری خروجی گشتاور (عمودی).

در روش افقی در صورت استفاده از یک گیربکس تغییر جهت گشتاور خروجی، موتور خودرویی را بر روی پاشنه و گیربکس مخصوص موتورهای برون نصب مونتاژ می‌کنند (شکل ۱). تغییر کاربری در حالت افقی نیازمند تغییر در سامانه‌های اساسی موتور نمی‌باشد و تنها مسئله اساسی تغییر جهت دوران خروجی موتور است [۱۱].



شکل ۱: نمایی از موتور خودرویی دریایی شده به روش افقی.

در موتور خودرویی معمولاً از مبدل‌های حرارتی هوا خنک استفاده می‌شود. اما در یک موتور با کاربری دریایی به جهت اینکه موتور در معرض پاشیده شدن آب دریا قرار

<sup>3</sup> Inboard engine

<sup>4</sup> Outboard engine

<sup>1</sup> Knock

<sup>2</sup> Fatigue cracking

نگیرد موتورها در داخل پوشش محافظ قرار می‌گیرند که عملاً استفاده از مبدل هواخنک را غیرممکن می‌نماید. در این موتورها می‌توان از آب دریا برای خنک‌کاری مجموعه استفاده کرد [۱۳ و ۱۲]. برای خنک‌کاری موتورهای دریایی به طور کلی سه روش وجود دارد:

- خنک‌کاری در فضای کف کشتی<sup>۱</sup>
- مدار خنک‌کاری باز با آب دریا
- مدار خنک‌کاری بسته و باز

در روش اول، آب خنک کننده پس از دفع حرارت از موتور، با تماس مستقیم توسط آب دریا خنک شده و دوباره وارد مدار می‌شود. در روش دوم، آب دریا پس از پمپاژ شدن به داخل موتور، مستقیماً قسمت‌های مختلف را خنک کرده و به سمت مسیر دود شناور هدایت شده و از آن خارج می‌شود. در روش سوم، خنک‌کاری اجزا توسط دو مدار باز و بسته صورت می‌گیرد که در مدار باز، آب دریا جریان داشته و در مدار بسته آب شیرین وظیفه خنک‌کاری بلوکه موتور را بر عهده دارد. بسته به نوع طراحی سامانه خنک‌کاری خنک‌کن روغن، خنک‌کن میانی هوا و منیفولد دود می‌توانند در مدار باز یا بسته قرار داشته باشند [۱۳].

در این پروژه، برای جلوگیری از خوردگی و کاهش عمر موتور به علت آب شور دریا، از روش سوم به عنوان سیستم خنک‌کاری موتور ارتقاء یافته استفاده شد.

در پژوهشی، نازک تبار و محبی به کمک تجربه و داده‌های الگوبرداری و نیز انجام آزمون، سامانه خنک‌کاری یک موتور ارتقاء یافته دیزلی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با در نظر گرفتن دبی و دمای آب ورودی برای موتورهای دو و چهار زمانه در دوره‌های مختلف یک موتور توانستند برای هر المان سیستم خنک‌کاری روابط تجربی استخراج کنند و به کمک آنها نشان دادند با ارتقاء توان یک موتور زمینی به دریایی، میزان بار حرارتی مجموعه افزایش می‌یابد [۹].

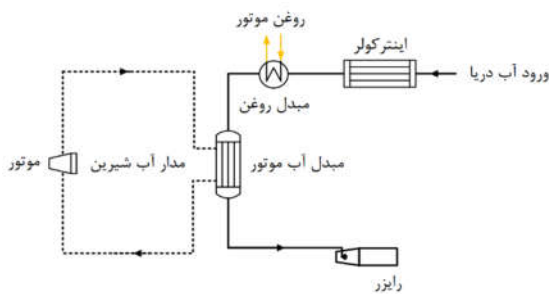
باری و همکاران با بررسی مدار خنک‌کاری موتورهای دریایی ۳۰۰ اسب بخار مرکوری و ۲۵۰ اسب بخار یاماها و مقایسه آن با یک موتور خودرویی ۲۲۷ اسب بخار، در دو حالت نصب عمودی و افقی، سیستم خنک‌کاری مورد نظر را طراحی و آن را بر روی یک شناور نصب نموده و توانستند اطلاعاتی راجع به افزایش دمای آب ورودی و خروجی به

موتور، روند تغییر دمای آب دور دو جداره موتور بر حسب دور موتور و میانگین افزایش دمای دود آگزوز متناسب با دور موتور را استخراج کنند [۱۰].

قطعاتی مانند مبدل اصلی (آب شیرین-آب دریا)، پمپ آب موتور، پمپ آب دریا، خنک‌کن میانی هوا، خنک‌کن روغن باید مطابق با محاسبات بار حرارتی موتور ارتقاء یافته سفارش‌گذاری شود. همچنین در صورت نیاز و بالا بودن دمای کارکردی، باید منیفولد دود و توربین توربوشاژر در مدار خنک‌کاری قرار بگیرد و پوسته آن‌ها خنک شود.

### ۳- طراحی سامانه خنک‌کاری موتور دریایی

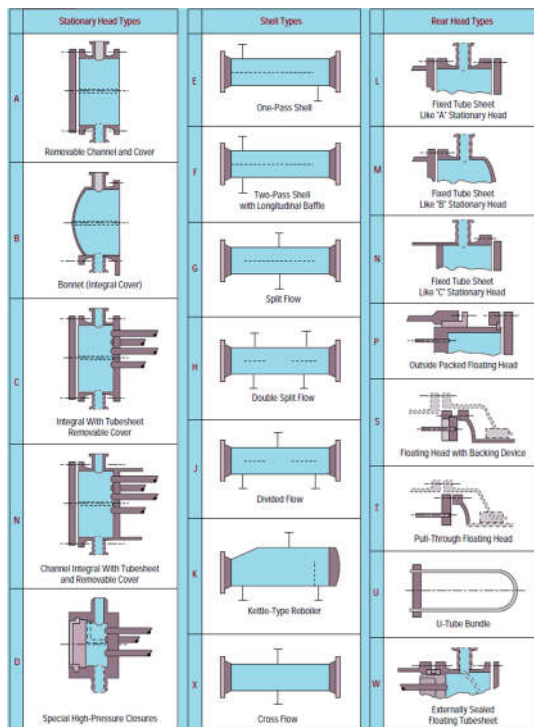
باتوجه به قیدهای موجود پروژه برای ارتقاء توان موتور، باید خنک‌کن میانی دمای هوا را به کمتر از ۵۰ درجه سانتیگراد کاهش می‌داد، این اتفاق در سیکل بسته آب شیرین موتور امکان نخواهد داشت. چراکه دمای کاری سیکل بسته آب شیرین به منظور عملکرد مناسب موتور بین ۸۰ تا ۹۰ درجه سانتیگراد می‌باشد. از این رو به منظور کاهش دمای هوا باید از سیکل آب شور مدار خنک‌کاری استفاده نمود [۱۳]. آرایش نهایی برای موتور ارتقاء یافته پیشنهاد گردید (شکل ۲). برای این سامانه یک مبدل حرارتی آب شور و شیرین و پمپ آب شور به مدار اضافه شد. همچنین از یک مبدل روغن و پمپ روغن با ظرفیت بالاتر استفاده گردید. لازم به ذکر است هر سه این مبدل‌ها از نوع پوسته و لوله<sup>۲</sup> می‌باشند که به دلیل جلوگیری از خوردگی تجهیزات، آب دریا در لوله‌ها و سیال گرم (آب شیرین، روغن و هوا) در پوسته جریان دارند.



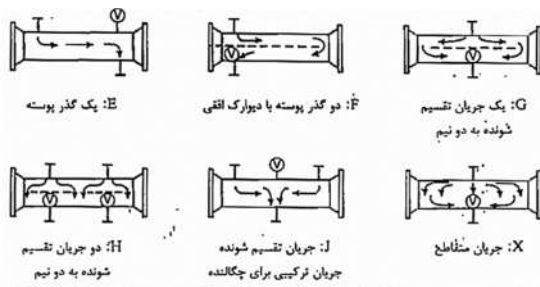
شکل ۲: آرایش پیشنهادی مبدل‌ها در سیستم خنک‌کاری موتور ارتقاء یافته دریایی سازی شده

<sup>2</sup> Shell and tube heat exchanger

<sup>1</sup> Keel cooling



شکل ۴: انواع مختلف کلگی‌های عقب، جلو و پوسته بر اساس استاندارد TEMA



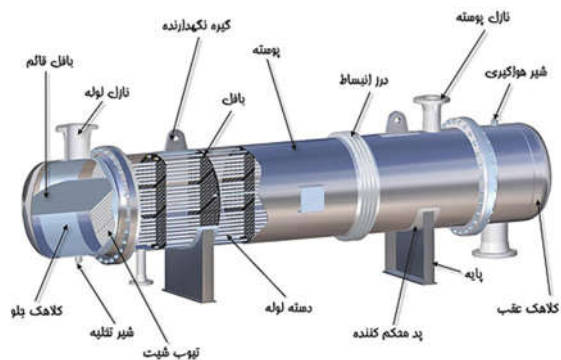
شکل ۵: طرح شماتیک رایج‌ترین انواع پوسته‌های استاندارد TEMA

H که دارای دو ورودی با تقسیم جریان به دو نیم است، مشابه پوسته G می‌باشد ولی این پوسته دارای دو نازل خروجی و دو بافل افقی است. پوسته K، ری‌بویلر<sup>۲</sup> کتری مانند است که دارای یک دسته لوله در کف پوسته و فضای بدون لوله در بالای آن است. این پوسته وقتی استفاده می‌شود که نیاز است بخشی از جریان ورودی به مبدل تبخیر شود و بخار به ستون تقطیر وارد گردد.

### ۳-۲- دسته لوله

مهم‌ترین اهداف طراحی در نظر گرفتن انبساط دمایی، تمیزکاری آسان و ایجاد کمترین هزینه ساخت می‌باشد.

این مبدل‌ها نسبت‌های بزرگی از سطح انتقال گرما به حجم و وزن را فراهم آورده و به آسانی تمیز می‌شوند و تقریباً برای هر کاربردی می‌توانند استفاده شوند. همچنین می‌توانند برای فشارهای زیاد سیال در پوسته و اختلاف فشار زیاد بین جریان‌های سرد و گرم طراحی شوند. این مبدل‌ها از لوله‌های دایره‌ای قرار گرفته در یک پوسته استوانه‌ای ساخته می‌شوند که لوله‌ها، موازی با پوسته می‌باشند.



شکل ۳: اجزای اصلی تشکیل دهنده مبدل پوسته و لوله

### ۳-۱- پوسته

انواع متعدد پوسته و انواع متعدد کلگی‌های جلویی و عقبی توسط انجمن سازندگان مبدل‌های لوله‌ای<sup>۱</sup> استاندارد شده‌اند (شکل ۴) [۱۴]. از میان انواع مختلف پوسته‌ها، پوسته نوع E بدلیل ارزانی و سادگی، رایج‌ترین پوسته است.

برای افزایش اختلاف دماهای مؤثر و در نتیجه افزایش کارایی مبدل، آرایش مخالف جهت خالص، برای یک مبدل دارای دو گذر لوله مطلوب است. این آرایش با استفاده از پوسته نوع F بدست می‌آید. سایر انواع مهم پوسته‌ها، پوسته نوع J و پوسته نوع X هستند. در پوسته J با جریان تقسیم شده، سیال ورودی در وسط قرار داده شده و به دو قسمت تقسیم می‌شود. پوسته نوع X دارای ورودی و خروجی قرار گرفته در وسط و معمولاً دارای توزیع‌کننده گنبدی شکل می‌باشد. پوسته G، با تقسیم جریان به دو نیم، دارای بافل افقی می‌باشد که دو انتهای آن‌ها برداشته شده‌است، نازل‌های ورودی و خروجی با زاویه ۱۸۰° در وسط لوله‌ها هستند.

<sup>2</sup> Reboiler

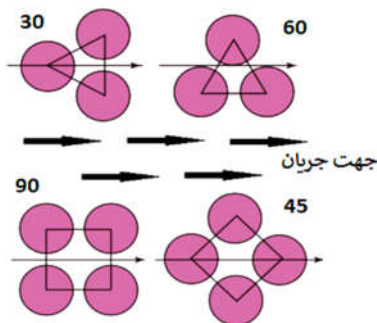
<sup>1</sup> TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

دمایی، دماهای مورد نظر حاصل نمی‌گردد و از چندین واحد به صورت سری استفاده می‌شود.

عموماً تعداد زیاد گذرهای لوله، برای افزایش سرعت سیال سمت لوله (در محدوده‌های اُفت فشار مجاز) و افزایش ضریب انتقال گرما و به جهت کاهش تشکیل رسوب، استفاده می‌شوند. فلز لوله معمولاً کم کربن، فولاد کم آلیاژ، فولاد ضدزنگ<sup>۲</sup>، مس، ادمیرالیتی (آلیاژ مس، روی و قلع)، کاپرونیکل (آلیاژ مس و نیکل)، اینکونل (آلیاژ نیکل و آهن و کروم)، آلومینیوم (به شکل آلیاژها)، یا تیتانیوم است. ضخامت دیواره لوله‌های مبدل حرارتی بر مبنای شاخص ضخامت بیرمنگام<sup>۳</sup> (BWG) استاندارد می‌گردند. قطرهای کوچک لوله (۸ تا ۱۵ میلیمتر) برای سطح گرمایی بزرگتر در واحد حجم، به بقیه ترجیح دارند؛ ولی برای تمیز کاری داخل لوله، قطر نباید از ۲۰ mm کوچک‌تر باشد. نسبت قطر پوسته به طول لوله باید در محدوده ۱/۵ تا ۱/۱۵ باشد. حداکثر طول لوله به واسطه محل قرارگیری و جانمایی مبدل و محدودیت‌های حمل و نقل، به حدود ۳۰ متر محدود می‌شود.

### ۳-۴- جانمایی لوله‌ها

جانمایی لوله، بوسیله زاویه بین لوله‌ها، مطابق شکل ۸ نشان داده شده است. جانمایی ۳۰°، بیشترین تراکم لوله را حاصل می‌کند و بنابراین بیشتر استفاده می‌شود؛ مگر اینکه نیازهای دیگری، جانمایی دیگری را تحمیل کند. گام لوله<sup>۴</sup> معمولاً به نحوی انتخاب می‌شود که نسبت گام<sup>۵</sup> بین ۱/۲۵ و ۱/۵ باشد.



شکل ۸: زوایای جانمایی لوله در مبدل حرارتی پوسته-لوله

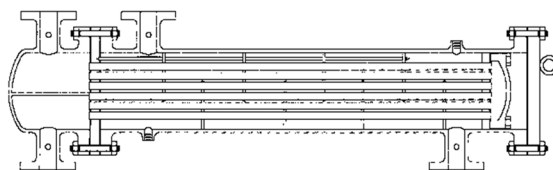
نوعی از طراحی که امکان انبساط گرمایی مستقل لوله‌ها و پوسته را فراهم می‌کند، لوله U شکل می‌باشد که در شکل ۶ نشان داده شده است. لوله U شکل نمی‌تواند با وسایل مکانیکی تمیز گردد. در این نوع از دسته لوله‌ها، فقط تعداد زوجی از گذر لوله‌ها می‌تواند بکار رود و تنها لوله‌های قرار گرفته در ردیف بیرونی دسته لوله قابل تعویض می‌باشند.

نوع دیگر دسته لوله، در مبدل با صفحه لوله ثابت است. در این انتخاب کم هزینه، فقط انبساط حرارتی نمی‌تواند وجود داشته باشد که می‌توان با استفاده از فانوسی‌ها<sup>۱</sup>، این امر را امکان‌پذیر نمود. در این طراحی، لوله‌های تکی قابل تعویض هستند و تمیزکاری لوله بصورت مکانیکی آسان است.

نوع کلاسیک از طراحی یک سر شناور با قابلیت بیرون کشیدن سر و دسته لوله‌ها از پوسته، در شکل ۷ نشان داده شده است. دسته لوله می‌تواند با حداقل نیاز برای بازکردن قطعات، خارج شود که در واحدهای با تشکیل رسوب سنگین، مهم است.



شکل ۶: دسته لوله U شکل



شکل ۷: دسته لوله با یک سر شناور [۱۵]

### ۳-۳- لوله‌ها و گذرهای لوله

فقط پوسته E با یک گذر و پوسته F با دو گذر لوله، می‌توانند جریان مخالف جهت ایجاد کنند. برای سایر تعداد گذرهای لوله، به استفاده از ضریب تصحیح تغییرات دما، F نیاز است. در برخی موارد، به دلیل نیاز به تقاطع

<sup>۲</sup> Stainless steel

<sup>۳</sup> Birmingham Wire Gauge

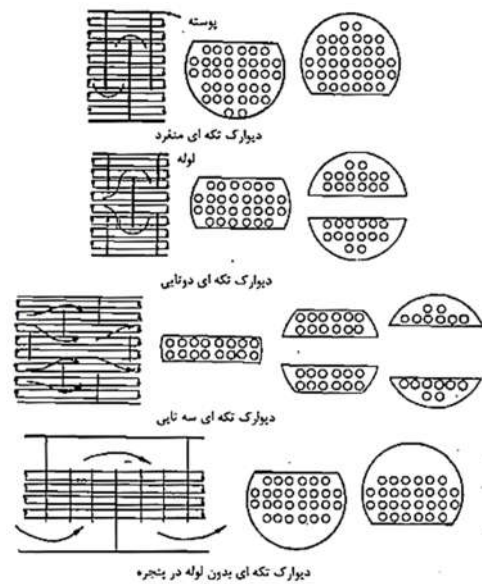
<sup>۴</sup> Tube pitch

<sup>۵</sup> Pitch ratio

<sup>۱</sup> Lantern

### ۳-۵- بافل

بافل‌ها دو کار انجام می‌دهند؛ اولین و مهم‌ترین آن، نگهداشتن لوله‌ها و استحکام سازه و جلوگیری از لرزش و خمیده شدن لوله می‌باشد. دومین کار، منحرف کردن جریان در جهت عرضی و متقاطع با دسته لوله‌ها برای بدست آوردن ضریب انتقال گرمای بزرگتر است. بافل‌ها می‌توانند به انواع عرضی<sup>۱</sup> و طولی<sup>۲</sup> دسته‌بندی شوند (برای مثال پوسته نوع F دارای بافل طولی است). انواع بافل‌های صفحه‌ای مورد استفاده، در شکل ۹ نشان داده شده‌اند. فاصله بهینه بافل‌ها بین ۰/۴ تا ۰/۶ قطر پوسته است و معمولاً برش ۲۵ تا ۳۵ درصد بافل توصیه می‌شود.

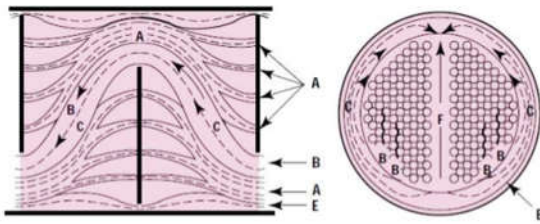


شکل ۹: انواع بافل‌های صفحه‌ای

### ۴- طراحی مبدل حرارتی

#### ۴-۱- روش مقدماتی Kern

محاسبات قابل انجام توسط این روش برای تحلیل انتقال حرارت و آفت فشار سمت پوسته، یک روش ساده شده می‌باشد. تحلیل سمت پوسته به سادگی تحلیل سمت لوله نیست، این بدان دلیل است که جریان در پوسته، پیچیده بوده و به صورت ترکیبی از جریان متقاطع، جریان در پنجره بافل، جریان‌های کنارگذر بافل-پوسته و دسته لوله-پوسته می‌باشد. این الگوی پیچیده جریان، در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۱۰: دیاگرام نشان دهنده مسیرهای مختلف جریان سیال درون پوسته

جریان A نشتی در لقی بین لوله‌ها و بافل می‌باشد. جریان B جریان اصلی متقاطع یا دسته لوله است. این جریان، جریان مطلوب در سمت پوسته مبدل می‌باشد. جریان C جریان کنارگذر (میان‌بر) دست لوله است که در اطراف دسته لوله، بین بیرونی‌ترین لوله‌ها در دسته لوله و سطح داخلی پوسته جریان دارد. جریان E جریان نشتی بین بافل و پوسته است که در لقی بین بافل‌ها و قطر داخلی پوسته جریان دارد. سپس جریان F وجود دارد که سیال در هر کانالی که برای ایجاد چندین گذر لوله در دسته لوله‌ها بوجود می‌آید جریان می‌یابد.

ابتدا ضرایب انتقال حرارت هر جریان و ضرایب رسوب مربوطه باید تخمین زده شود. جداول تخمین ضرایب انتقال گرمای هر جریان و ضرایب کلی انتقال حرارت در کتب مرجع و هندبوک‌های متعددی وجود دارند.

ضریب کلی انتقال گرما،  $U_o$  بر مبنای قطر خارجی لوله‌ها می‌تواند از مقادیر تخمین زده شده ضرایب انتقال حرارت هر جریان، مقاومت حرارتی دیواره و رسوب و بازده کلی سطح، با استفاده از معادله ۱ محاسبه گردد:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i} \left( \frac{1}{\eta_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i} \right) + A_o R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o h_o} \quad (1)$$

در این مرحله، تعیین توزیع مقاومت‌های حرارتی تحت شرایط تمیز و رسوب گرفته، مفید می‌باشد. برای مبدل‌های حرارتی دارای یک گذر لوله، جریان مخالف جهت خالص وجود دارد و  $F=1$  می‌باشد. برای طراحی مقدماتی پوسته با هر تعداد زوج از گذرهای لوله،  $F$  می‌تواند برابر ۰/۹ در نظر گرفته شود. بنابراین بار حرارتی می‌تواند از موازنه گرمایی به صورت رابطه ۲ تخمین زده شود:

$$Q = (\dot{m}C_p)_c(T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m}C_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) \quad (2)$$

<sup>1</sup> Transverse baffles

<sup>2</sup> Longitudinal baffles

از سوی دیگر مساحت تصویر شده جانمایی لوله‌ها،  $A_1$  عبارتست از:

$$A_1 = (CL)P_T^2 \quad (۶)$$

که  $P_T$  گام لوله‌ها و  $CL$  ثابت جانمایی لوله است که مقادیر آن به ازای جانمایی‌های مختلف لوله در جدول ۲ ذکر شده است.

جدول ۲: مقادیر مختلف  $CL$  به ازای جانمایی‌های مختلف لوله

مقدار ثابت $CL$	نوع جانمایی لوله
۱/۰	۴۵ و ۹۰ درجه
۰/۸۷	۳۰ و ۶۰ درجه

بنابراین تعداد کل لوله‌ها بوسیله معادله ۷ بدست خواهد آمد:

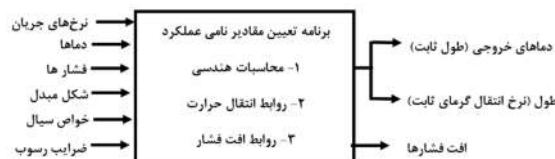
$$N_t = 0.875 \left( \frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_s^2}{P_T^2} \quad (۷)$$

نهایتاً با ترکیب معادلات رابطه زیر برای محاسبه قطر پوسته مبدل بدست می‌آید:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[ \frac{A_o (PR)^2 d_o}{L} \right]^{1/2}} \quad (۸)$$

#### ۴-۲- تعیین مقادیر نامی عملکرد در طراحی مقدماتی

پس از انتخاب و محاسبه پارامترهای آزمایشی طراحی ساختار مبدل حرارتی (یعنی پس از آنکه مبدل حرارتی با مشخصات فرایند انتخاب و تعیین شد)، این داده‌ها می‌توانند به عنوان ورودی به یک برنامه کامپیوتری یا محاسبات دستی، برای تعیین مقادیر نامی عملکرد استفاده شوند. طرح برنامه تعیین مقادیر نامی عملکرد در دیاگرام شکل ۱۱ نشان داده شده‌است.



شکل ۱۱: ساختار برنامه تعیین مقادیر نامی عملکرد مبدل حرارتی

اکنون نیاز است تا اختلاف دمای لگاریتمی یا LMTD برای جریان مخالف جهت، از چهار دمای ورودی داده شده، مطابق معادله ۳ محاسبه گردد. اگر سه دما معلوم باشند، دمای چهارم می‌تواند از موازنه حرارتی بدست آید.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left( \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}} \right)} \quad (۳)$$

اکنون در این مرحله و سعی اول، مساحت سطح انتقال حرارت محاسبه شده در قسمت بالا باید به ابعاد منطقی مبدل حرارتی تبدیل گردد. هدف، یافتن تعداد لوله‌هایی به قطر  $d_o$  و قطر پوسته  $D_s$  است به نحوی که لوله‌ها به تعداد  $N_t$  در پوسته جای بگیرد. بنابراین برای طول مشخص  $L$ ، مساحت سطح خارجی انتقال حرارت عبارتست از:

$$A_o = \pi d_o N_t L \quad (۴)$$

بدین ترتیب می‌توان قطر پوسته  $D_s$  را یافت تا تعداد لوله‌های معادل با  $N_t$  و با قطر خارجی  $d_o$  را در برگیرد.

تعداد کل لوله‌ها،  $N_t$ ، در پوسته می‌تواند با تقریب مناسبی به صورت تابعی از قطر پوسته پیش‌بینی شود. این امر با تقسیم سطح مقطع داخلی پوسته بر مساحت تصویر شده جانمایی لوله‌ها،  $A_1$ ، صورت می‌پذیرد.

$$N_t = (CTP) \frac{\frac{\pi}{4} D_s^2}{A_1} \quad (۵)$$

در معادله ۵،  $CTP$  یک مقدار ثابت است که مربوط به شماره لوله<sup>۱</sup> است که پوشیده شدن ناقص قطر پوسته با لوله‌ها را در محاسبه وارد می‌کند. این پوشش ناقص، بدلیل لقی ضروری بین پوسته و دایره بیرونی لوله‌ها و حذف لوله‌ها به دلیل مسیره‌های گذر لوله برای طرح‌های دارای چند گذر لوله می‌باشد. بر مبنای انتخاب پوسته و صفحه لوله ثابت، مقادیر جدول ۱ پیشنهاد می‌شوند.

جدول ۱: مقادیر مختلف  $CTP$  در گذرهای مختلف لوله.

مقدار ثابت $CTP$	تعداد گذر لوله
۰/۹۳	یک گذر لوله
۰/۹	دو گذر لوله
۰/۸۵	سه گذر لوله

<sup>۱</sup> Tube count calculation constant

### ۳-۴- ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

ضریب انتقال حرارت سمت بیرونی دسته لوله‌ها، ضریب انتقال حرارت سمت پوسته گفته می‌شود. ضریب انتقال حرارت هنگامی که دسته لوله همراه با بافل استفاده می‌شود. به علت اغتشاش، جریان در طول محور لوله‌ها نسبت به حالت دسته لوله بدون بافل بزرگ‌تر است. اگر هیچ بافلی وجود نداشته باشد جریان داخل پوسته، در امتداد طول مبدل حرارتی خواهد بود. سپس ضریب انتقال حرارت می‌تواند بر مبنای قطر معادل،  $De$ ، محاسبه گردد. در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با بافل، سرعت سیال به دلیل عبور از میان لوله‌های مجاور، در عرض دسته لوله نوسان می‌کند. لذا روابط به دست آمده برای جریان داخل لوله‌ها با بافل‌های تکه‌ای بکار نمی‌رود. Kern رابطه ۹ را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت پوسته پیشنهاد کرد:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9)$$

$$2000 < \text{Re}_s = \frac{D_e G_s}{\mu} < 10^6$$

که در آن  $h_o$  ضریب انتقال حرارت سمت پوسته،  $D_e$  قطر معادل سمت پوسته و  $G_s$  سرعت جرمی سمت پوسته است.

خواص در متوسط دمای سیال در پوسته محاسبه می‌شوند. در رابطه بالا قطر معادل،  $D_e$ ، اساساً برای جریان در امتداد طول (به جای امتداد عرضی) پوسته محاسبه می‌شوند. قطر معادل پوسته چهار برابر سطح خالص جریان تقسیم بر محیط‌تر شده‌است، که سطح خالص جریان به کمک محل قرارگیری لوله‌ها بر روی صفحه لوله (برای جانمایی با گام‌های مربعی و یا مثلثی) تعیین می‌گردد.

در سمت پوسته، مساحت جریان آزادی وجود ندارد که با آن بتوان سرعت جرمی سمت پوسته را محاسبه نمود. به این دلیل مقادیر  $G_s$  می‌توانند بر مبنای حداکثر سطح جریان فرضی، که فاصله بین لوله‌ها در ردیفی واقع در قطر پوسته تشکیل می‌دهند تعریف گردند.

متغیرهایی که بر سرعت اثر می‌گذارند، قطر داخلی پوسته ( $DS$ )، لقی  $C$  بین لوله‌های مجاور، اندازه گام  $PT$  و فاصله بافل ( $B$ )، می‌باشند. عرض سطح جریان در ردیف لوله‌های

قرار گرفته در مرکز پوسته،  $C \times (D_s/P_T)$  می‌باشد و طول سطح جریان، فاصله دیوارک  $B$ ، در نظر گرفته می‌شود. بنابراین مساحت جریان متقاطع با دسته لوله در مرکز پوسته ( $A_s$ ) عبارت است از:

$$A_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T} \quad (10)$$

نهایتاً نرخ جرمی جریان سمت پوسته با رابطه زیر به دست می‌آید:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (11)$$

### ۳-۱-۴- اُفت فشار سمت پوسته

اُفت فشار سمت پوسته به تعداد لوله‌ها، تعداد دفعات عبور جریان از روی دسته لوله بین بافل‌ها و طول هر تقاطع بستگی دارد. اگر فرض شود که طول دسته لوله با چهار بافل تقسیم گردد، در نتیجه تمام سیال، پنج بار در عرض دسته لوله با آن تقاطع خواهد داشت.

اُفت فشار در سمت پوسته با عبارت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \varphi_s} \quad (12)$$

که  $\varphi_s = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$ ،  $N_b$  تعداد بافل‌ها و  $(N_b + 1)$  تعداد دفعاتی است که سیال در پوسته، دسته لوله را قطع می‌کند.  $f$  ضریب اصطکاک برای پوسته است.

### ۳-۱-۵- اُفت فشار سمت لوله

اُفت فشار در سمت لوله، با داشتن تعداد گذرهای لوله و طول مبدل حرارتی محاسبه می‌شود.

کل اُفت فشار سمت لوله از معادله ۱۳ بدست می‌آید:

$$\Delta P_{\text{total}} = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \rho \frac{U_m^2}{2} \quad (13)$$

### ۳-۲- روش Bell-Delaware

روش Bell-Delaware، اثرات جریان‌های مختلف نشستی و کنارگذر را بر اُفت فشار و ضریب انتقال گرمای سمت پوسته لحاظ می‌کند. در روش Bell-Delaware جریان  $B$ ، جریان اصلی و اساسی می‌باشد. سایر جریان‌ها، جریان  $B$  را کاهش می‌دهند و باعث تغییر توزیع دمای سمت پوسته می‌گردند که منجر به کاهش ضریب انتقال گرما می‌شود.



### ۳-۲-۱- ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

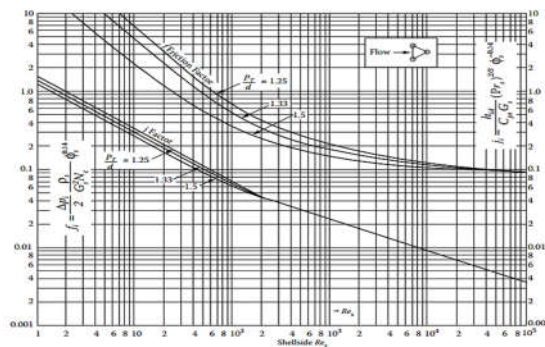
معادله پایه برای محاسبه ضریب انتقال حرارت متوسط سمت پوسته، مطابق با رابطه ۱۴ ارائه می شود:

$$h_o = h_{id} J_c J_b J_s J_r \quad (14)$$

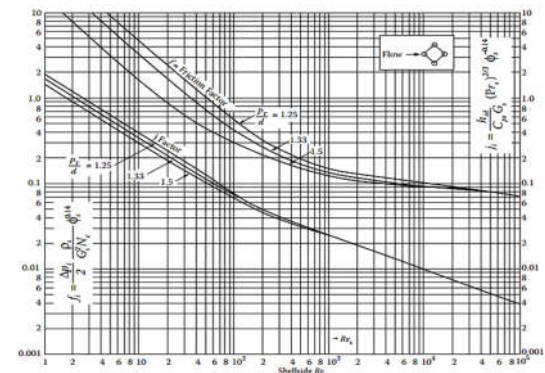
در این معادله  $h_{id}$  مقدار ایده آل ضریب انتقال حرارت برای جریان کاملاً متقاطع با مجموعه لوله ایده آل می باشد و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$h_{id} = j_i c_{ps} \left( \frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \left( \frac{k_s}{c_{ps} \mu_s} \right)^{2/3} \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (15)$$

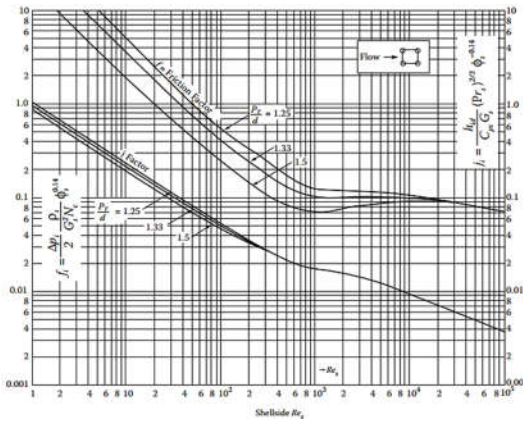
در رابطه بالا  $j_i$  مربوط به کولبرن<sup>۱</sup> برای یک مجموعه لوله ایده آل و  $A_s$  مساحت سطح جریان متقاطع با لوله ها در خط مرکز پوسته، در بین دو بافل می باشد. نمودارهایی برای تعیین این پارامتر به صورت تابعی از عدد رینولدز جریان سمت پوسته، جانمایی لوله و اندازه گام لوله ها وجود دارند که در همان نمودارها ضرایب اصطکاک نیز جهت محاسبات افت فشار ارائه شده اند.



شکل ۱۲: ضرایب  $j_i$  و  $f_i$  مجموعه لوله ایده آل برای جانمایی تناوبی ۳۰ درجه [۱۵]



شکل ۱۳: ضرایب  $j_i$  و  $f_i$  مجموعه لوله ایده آل برای جانمایی تناوبی ۴۵ درجه [۱۵]



شکل ۱۴: ضرایب  $j_i$  و  $f_i$  مجموعه لوله ایده آل برای جانمایی تناوبی ۹۰ درجه [۱۵]

$J_c$  ضریب تصحیح برای درصد برش بافل ها و فاصله بین آن ها است.  $J_b$  ضریب تصحیح برای اثرات ناشی بافل، شامل ناشی مابین دسته لوله و بافل و ناشی مابین پوسته و بافل (جریان های A و E) می باشد.

$J_b$  ضریب تصحیح برای اثرات جریان های کنارگذر (میان بر) دسته لوله ناشی از لقی بین بیرونی ترین لوله ها و پوسته از یک طرف و کانال بوجود آمده در دسته لوله برای ایجاد گذرهای لوله از طرف دیگر (جریان های C و F) می باشد.

$J_s$  ضریب تصحیح برای فاصله متغیر بافل ها در ورودی و خروجی پوسته می باشد

ضریب  $J_r$  زمانی به کار می رود که عدد رینولدز سمت پوسته کمتر از ۱۰۰ باشد. اگر  $Res < 20$  باشد، این ضریب کاملاً مؤثر است. اگر  $Res > 100$  باشد،  $J_r$  برابر یک خواهد بود. اثر ترکیبی تمام این ضرایب تصحیح برای مبدل حرارتی پوسته و لوله با طراحی خوب و منطقی، از مرتبه ۰/۶ می باشد.

### ۳-۲-۲- افت فشار سمت پوسته

برای مبدل حرارتی نوع پوسته و لوله با جریان های کنارگذر و ناشی، افت فشار کلی از نازل ورودی تا نازل خروجی برابر است با:

$$\Delta P_s = \Delta P_e + \Delta P_w + \Delta P_c \quad (16)$$

$$\Delta P_s = [(N_b - 1)\Delta P_{bi} R_b + N_b \Delta P_{wi}] R_l + 2\Delta P_{bi} (1 + N_{cw}/N_c) R_b R_s \quad (17)$$

$$\Delta P_{bi} = 4f_i \frac{G_s^2}{2\rho_s} \left( \frac{\mu_{s,w}}{\mu_s} \right)^{0.14}, \quad \Delta P_{wi} = \frac{\dot{m}_s^2 (2 + 0.6N_{cw})}{2\rho_s A_s A_w} \quad (18)$$

<sup>1</sup> Colburn

شده در جدول ۳ آورده شده است. هر سه مبدل حرارتی مورد نیاز در سامانه خنک‌کاری مدار باز موتور، از نوع پوسته و لوله در نظر گرفته شده‌اند. همچنین بدلیل جلوگیری از خوردگی تجهیزات و رسوب‌زا بودن آب دریا (سیال سرد)، این سیال در هر سه مبدل درون لوله جریان دارد و سیال گرم (هوا، روغن و آب شیرین) در سمت پوسته جریان دارند. لوله‌های هر سه مبدل حرارتی نیز، بدلیل عبور سیال با خوردگی بالا (آب دریا)، از جنس مس-نیکل ۹۰/۱۰ در نظر گرفته می‌شوند.

جدول ۳: مقادیر ورودی در نظر گرفته شده برای طراحی مبدل‌های حرارتی موتور دریایی‌سازی شده

مقدار	پارامتر
۱۷۵°C	دمای هوای ورودی به اینترکولر
۴۰°C	دمای هوای خروجی از اینترکولر
۱۲۰°C	بیشینه دمای روغن ورودی
۹۵°C	دمای بیشینه آب شیرین
۳۰۰kW	بار حرارتی مطلوب مبدل آب شیرین
۰/۵ kg/s	دبی هوا
۱/۱ kg/s	دبی روغن
۴/۹ kg/s	دبی آب دریا
۷/۱ kg/s	دبی آب شیرین
m2K/W	
۰/۰۰۰۱۷۶	ضریب رسوب آب دریا [۲۰]

### ۵-۱- طراحی مبدل اینترکولر

این مبدل به منظور خنک‌سازی هوای خروجی از توربوشارژر که دمای ۱۷۵°C را دارد به دمای مطلوب ۴۰°C استفاده می‌گردد. هوا بعنوان سیال گرم در سمت پوسته و بصورت جریان مخالف با آب دریا بعنوان سیال سرد که در سمت لوله جریان دارد؛ در تماس است. دو مورد از این طراحی‌ها بر اساس دو پاس لوله (نوع BEU) و دو مورد دیگر بر اساس یک پاس لوله (نوع BEM) تحلیل و طراحی شده‌اند.

$$N_{cw} = 0.8L_c/P_p, N_b \quad (19)$$

$$= L/B - 1, N_c = d_i(1 - 2L_c/D_s)/P_p$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi}(N_b - 1)R_l R_b \quad (20)$$

$$\Delta P_w = \Delta P_{wi}N_b R_l \quad (21)$$

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{bi} \left( \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} \right) R_s R_b \quad (22)$$

$P_{bi\Delta}$  آفت فشار دسته لوله در فاصله بین دو دیوارک داخلی (بجز دو انتهای مبدل) می‌باشد.  $R_l$  ضریب تصحیح برای اثرات ناشی بافل (جریان‌های A و E) است و معمولاً در محدوده مقادیر ۰/۵ تا ۰/۴ قرار دارد،  $R_b$  ضریب تصحیح برای جریان‌های کنارگذر (جریان‌های C و F) می‌باشد و عموماً ۰/۸ تا  $R_b=0/5$  است و این پارامتر بستگی به ساختار مبدل حرارتی و تعداد باریکه‌های آب‌بندی دارد.  $N_b$  تعداد بافل‌ها و  $(N_b-1)$  تعداد فواصل بین بافل‌های داخلی (بجز دو انتها) است. در رابطه بالا  $\Delta P_{wi}$  آفت فشار عبور جریان از یک دسته لوله ایده‌آل معادل، در مقطع پنجره می‌باشد.

$N_c$  تعداد ردیف‌های لوله‌های قطع شده در دسته لوله توسط جریان متقاطع (تعداد ردیف لوله‌های قطع شده توسط هر دو بافل مجاور) و  $N_{cw}$  تعداد ردیف‌های لوله‌های قطع شده توسط جریان متقاطع، در هر پنجره بافل است.  $R_s$  ضریب تصحیح برای نواحی ورودی و خروجی است که به دلیل وجود نازل‌های ورودی و خروجی، این قسمت‌ها دارای فاصله بافل‌های متفاوت با فواصل بافل‌های میانی هستند.

### ۵- نتایج و بحث

در این بخش نتایج مربوط به طراحی مبدل‌های حرارتی مورد نیاز برای سیکل باز (آب دریا) مدار خنک‌کاری موتور زمینی ارتقاء یافته بوسیله نرم‌افزار HTRI ارائه می‌گردد. در طراحی هر مبدل سعی شده است تا طراحی‌های مختلف بر اساس ابعاد و سایر مشخصات فیزیکی مبدل مورد نیاز انجام گردد تا تعداد انتخاب‌های کاربر برای انتخاب مبدل بر اساس محدودیت ناشی از مکان قرارگیری مبدل درون موتور دریایی‌سازی شده باز باشد.

مقادیر ورودی دماها و دبی‌های در نظر گرفته شده برای طراحی مبدل‌های حرارتی موتور ارتقاء یافته دریایی‌سازی-

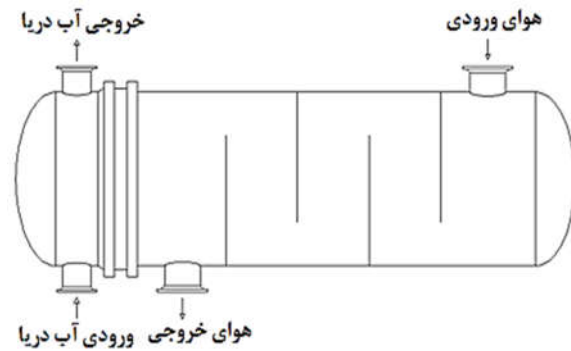
جدول ۶: مشخصات هندسی اینترکولر شماره ۲

پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEU
قطر داخلی پوسته (mm)	۱۹۵
تعداد لوله‌ها	۳۹۰
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۶/۳۵
طول لوله‌ها (mm)	۳۷۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۲
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰
جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۴۵۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۴
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۷۵

جدول ۷: مشخصات عملکردی اینترکولر شماره ۲

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)	۵۴۲
ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)	۱۰۷۲۸
بار حرارتی (kW)	۶۸/۸
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۳/۲
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۴۳۳
أفت فشار پوسته (kPa)	۴۳
أفت فشار لوله (kPa)	۹

با مقایسه طراحی‌های شماره ۱ و ۲ می‌توان پی برد که مبدل شماره ۲ با توجه به ابعاد پوسته و قطر لوله‌های کوچکتر وزنی در حدود ۷ درصد کمتر از مبدل شماره ۱ دارد. ضمن اینکه ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۲، حدوداً ۳۱ درصد بیشتر از مبدل شماره ۱ بدست می‌آید. شایان ذکر است که بدلیل کوچکتر بودن قطر پوسته و لوله‌ها در طراحی شماره ۲ در مقایسه با طراحی شماره ۱، أفت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۱ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۲



شکل ۱۵: شماتیکی از نوع مبدل اینترکولر طراحی شده با دو پاس لوله (BEU)، مکان قرارگیری نازل‌های ورودی و خروجی دو سیال و آرایش بافل‌ها

جدول ۴: مشخصات هندسی اینترکولر شماره ۱

پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEU
قطر داخلی پوسته (mm)	۲۳۵
تعداد لوله‌ها	۲۵۶
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۹/۵۲۵
طول لوله‌ها (mm)	۴۸۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۲
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰
جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۵۸۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۴
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۸۰

جدول ۵: مشخصات عملکردی اینترکولر شماره ۱

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)	۴۰۲
ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)	۴۸۱۸
بار حرارتی (kW)	۶۸/۸
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۴/۰۹
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۳۳۰
أفت فشار پوسته (kPa)	۳۰
أفت فشار لوله (kPa)	۸

۱	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته
۵۴۰	طول کل مبدل (mm)
۳۰ درجه	آرایش لوله‌ها
۳	تعداد بافل
۳۸	وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)

جدول ۹: مشخصات عملکردی اینترکولر شماره ۳

مقدار	پارامتر
۵۲۸	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۳۹۸۳	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۶۸/۸	بار حرارتی (kW)
۳/۴۵	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۳۸۲	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۴۷/۵	آفت فشار پوسته (kPa)
۶/۲	آفت فشار لوله (kPa)

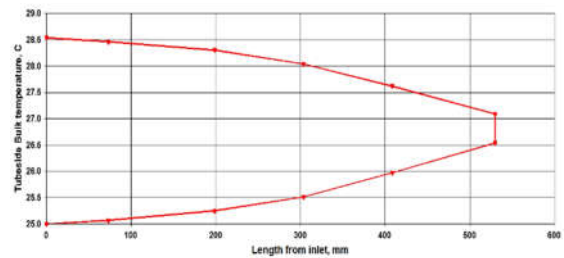
جدول ۱۰: مشخصات عملکردی اینترکولر شماره ۴

مقدار	پارامتر
۴۱۰	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۱۹۰۳	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۶۸/۸	بار حرارتی (kW)
۴/۵۷	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۲۹۳	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۳۶/۴	آفت فشار پوسته (kPa)
۵	آفت فشار لوله (kPa)

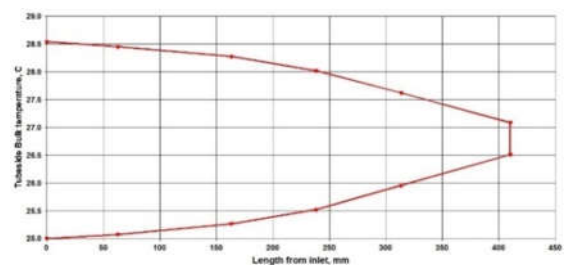
جدول ۱۱: مشخصات هندسی اینترکولر شماره ۴

مقدار	پارامتر
BEM	نوع مبدل
۲۲۸	قطر پوسته (mm)
۲۷۲	تعداد لوله‌ها
۹/۵۲۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)
۶۰۰	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)
۱	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته

می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. همچنین شکل ۲۰ و ۲۱ برترتیب توزیع دمای سیال درون لوله در طول مبدل حرارتی را به نمایش می‌گذارند.

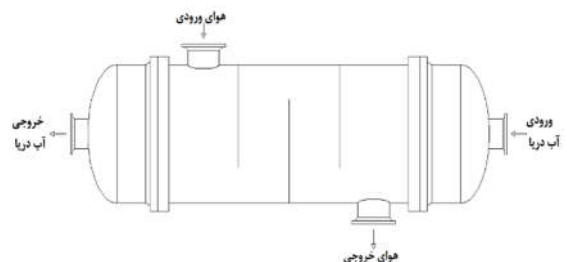


شکل ۱۶: توزیع دمای سیال درون لوله طی عبور از مبدل در طراحی شماره یک



شکل ۱۷: توزیع دمای سیال درون لوله طی عبور از مبدل در طراحی شماره ۲

جدول ۸ تا ۱۱ مشخصات مبدل اینترکولر با یک پاس لوله (BEM) برای طراحی شماره ۳ و طراحی شماره ۴ است.



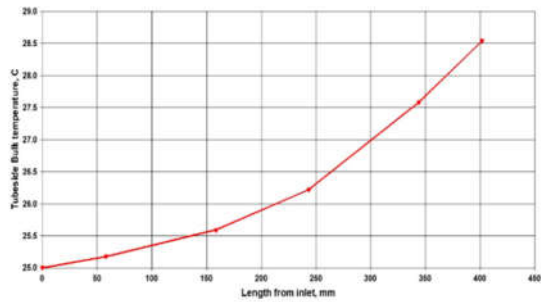
شکل ۱۸: شماتیکی از نوع مبدل اینترکولر طراحی شده با یک پاس لوله، مکان قرارگیری نازل‌های ورودی و خروجی دو سیال و آرایش بافل‌ها

جدول ۸: مشخصات هندسی اینترکولر شماره ۳

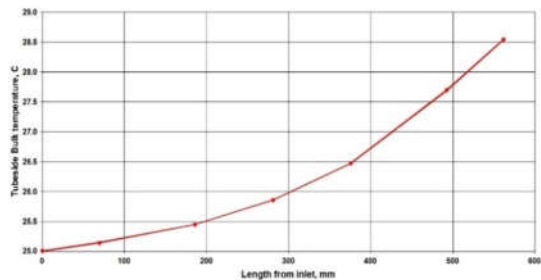
مقدار	پارامتر
BEM	نوع مبدل
۱۹۳	قطر پوسته (mm)
۴۳۰	تعداد لوله‌ها
۶/۳۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)
۴۴۰	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)

طول کل مبدل (mm)	۷۳۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۴
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۵۱

با مقایسه طراحی‌های شماره ۳ و ۴ می‌توان پی برد که مبدل شماره ۳ با توجه به ابعاد پوسته و قطر لوله‌های کوچکتر وزنی در حدود ۲۵ درصد کمتر از مبدل شماره ۴ دارد. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۳، حدوداً ۳۰ درصد بیشتر از مبدل شماره ۴ بدست می‌آید. شایان ذکر است که بدلیل کوچکتر بودن قطر پوسته و لوله‌ها در طراحی شماره ۳ در مقایسه با طراحی شماره ۴، افت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۴ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۳ می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. همچنین شکل ۱۹ و ۲۰ و بترتیب توزیع دمای سیال درون لوله را نشان می‌دهد.



شکل ۱۹: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل در طراحی شماره ۳



شکل ۲۰: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل در طراحی شماره ۴

### ۵-۲- طراحی مبدل خنک‌ساز روغن

با توجه به کاتالوگ موتورهای دریایی مختلف نوع این مبدل حرارتی پوسته و لوله در نظر گرفته شده‌است. این

مبدل به منظور خنک‌سازی روغن داغ برگشتی از روانکاری قسمت‌های مختلف موتور، که حداکثر دمای  $120^{\circ}\text{C}$  را دارد به دمای مطلوب  $85^{\circ}\text{C}$  استفاده می‌گردد. روغن داغ بعنوان سیال گرم در سمت پوسته و بصورت جریان مخالف با آب دریا بعنوان سیال سرد که در سمت لوله جریان دارد در تماس است. ضریب رسوب برای سمت پوسته (روغن) نیز مقدار  $0/001$  در نظر گرفته شده‌است. جدول ۱۲ تا ۱۵ مشخصات مبدل خنک‌کن روغن با دو پاس لوله (BEU) برای طراحی شماره ۱ و طراحی شماره ۲ و شکل ۲۱ نیز شماتیک این طراحی است.

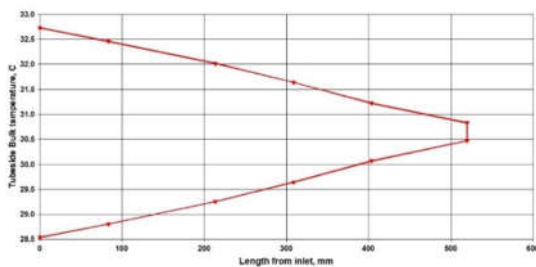
جدول ۱۲: مشخصات هندسی خنک‌کن روغن شماره ۱

پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEU
قطر داخلی پوسته (mm)	۲۳۴
تعداد لوله‌ها	۱۳۶
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۱۲/۷
طول لوله‌ها (mm)	۴۷۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۲
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰
جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۵۷۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۴
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۳۰

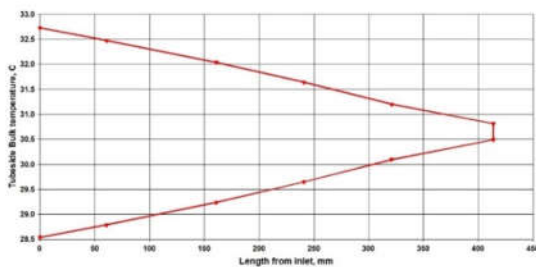
جدول ۱۳: مشخصات عملکردی خنک‌کن روغن شماره ۱

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت سمت پوسته (W/mK)	۱۱۶۶
ضریب انتقال حرارت سمت لوله (W/mK)	۴۸۷۵
بار حرارتی (kW)	۸۵/۶
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۲/۹۳
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۴۲۵
افت فشار سمت پوسته (kPa)	۰/۸۵
افت فشار سمت لوله (kPa)	۷/۵

دارد. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۲، حدوداً ۲۲ درصد بیشتر از مبدل شماره ۱ بدست می‌آید. شایان ذکر است که بدلیل کوچک‌تر بودن قطر پوسته و لوله‌ها در طراحی شماره ۲ در مقایسه با طراحی شماره ۱، افت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۱ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۲ می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. شکل ۲۶ و ۲۷ بترتیب توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) در طول مبدل حرارتی را در طراحی‌های شماره ۱ و شماره ۲ به نمایش می‌گذارند.

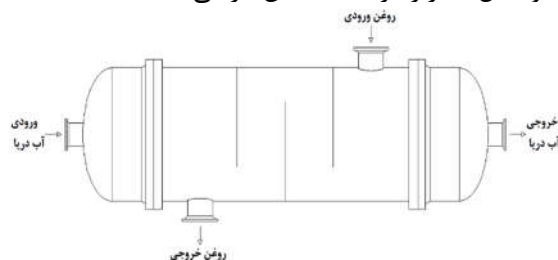


شکل ۲۲: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل در طراحی شماره ۱



شکل ۲۳: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل در طراحی شماره ۲

جدول ۱۶ تا ۱۹ مشخصات مبدل خنک‌کن روغن با یک پاس لوله (BEU) برای طراحی شماره ۳ و طراحی شماره ۴ و شکل ۲۴ زیر نیز شماتیک این طراحی است.



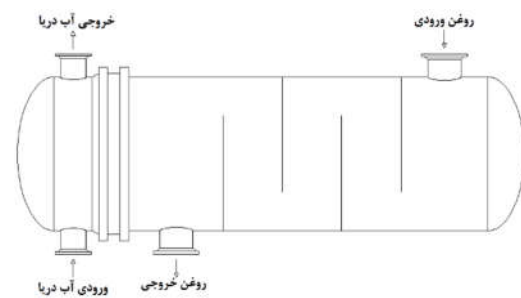
شکل ۲۴: شماتیک از نوع مبدل خنک‌کن روغن طراحی شده با یک پاس لوله (BEM)

جدول ۱۴: مشخصات هندسی خنک‌کن روغن شماره ۲

پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEU
قطر داخلی پوسته (mm)	۱۷۱
تعداد لوله‌ها	۲۹۰
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۶/۳۵
طول لوله‌ها (mm)	۳۸۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۲
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰
جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۵۰۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۴
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۲۳

جدول ۱۵: مشخصات عملکردی خنک‌کن روغن شماره ۲

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)	۱۹۷۵
ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)	۱۵۵۱۰
بار حرارتی (kW)	۸۵/۶
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۲/۳۹
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۵۱۹
افت فشار پوسته (kPa)	۱/۹
افت فشار لوله (kPa)	۸/۶



شکل ۲۱: شماتیک از نوع مبدل خنک‌کن روغن طراحی شده با یک پاس لوله (BEM)

با مقایسه طراحی‌های شماره ۱ و ۲ می‌توان پی برد که مبدل شماره ۲ با توجه به ابعاد پوسته و قطر لوله‌های کوچکتر وزنی در حدود ۲۵ درصد کمتر از مبدل شماره ۱

جدول ۱: مشخصات هندسی خنک‌کن روغن شماره ۳

پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEM
قطر داخلی پوسته (mm)	۲۴۲
تعداد لوله‌ها	۱۶۶
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۱۲/۷
طول لوله‌ها (mm)	۵۵۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۱
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰
جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۶۷۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۳
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۴۱

جدول ۱۷: مشخصات عملکردی خنک‌کن روغن شماره ۳

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)	۱۱۲۳
ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)	۲۰۱۹
بار حرارتی (kW)	۸۵/۶
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۳/۳۹
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۳۶۴
أفت فشار پوسته (kPa)	۰/۸
أفت فشار لوله (kPa)	۵/۱

جدول ۱۸: مشخصات هندسی خنک‌کن روغن شماره ۴

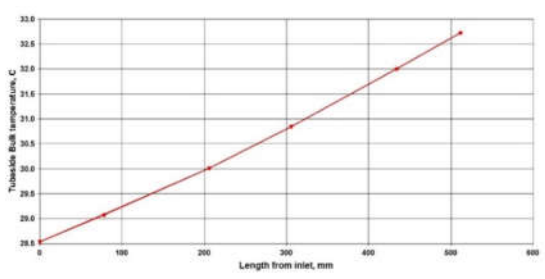
پارامتر	مقدار
نوع مبدل	BEM
قطر داخلی پوسته (mm)	۱۸۱
تعداد لوله‌ها	۳۷۵
قطر خارجی لوله‌ها (mm)	۶/۳۵
طول لوله‌ها (mm)	۳۹۰
ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)	۱/۲۴۵
تعداد پاس لوله‌ها	۱
جنس لوله‌ها	مس/نیکل ۹۰/۱۰

جنس پوسته	آلومینیوم
طول کل مبدل (mm)	۵۰۰
آرایش لوله‌ها	۳۰ درجه
تعداد بافل	۳
وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)	۲۹

جدول ۱۹: مشخصات عملکردی خنک‌کن روغن شماره ۴

پارامتر	مقدار
ضریب انتقال حرارت سمت پوسته (W/mK)	۱۸۸۳
ضریب انتقال حرارت سمت لوله (W/mK)	۵۸۷۶
بار حرارتی (kW)	۸۵/۶
سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )	۲/۶۳
ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)	۴۷۱
أفت فشار سمت پوسته (kPa)	۱/۵
أفت فشار سمت لوله (kPa)	۸

با مقایسه می‌توان پی برد که مبدل شماره ۴ وزنی در حدود ۴۱ درصد کمتر از مبدل شماره ۳ دارد. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۴، حدوداً ۲۹ درصد بیشتر است. در طراحی شماره ۴ در مقایسه با طراحی شماره ۳، أفت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۳ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۴ می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. همچنین شکل ۲۹ و ۳۰ بترتیب توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) در طول مبدل خنک‌کن روغن را در طراحی‌های شماره ۳ و شماره ۴ به نمایش می‌گذارند.



شکل ۲۵: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل روغن شماره ۳

۴۵۰	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)
۲	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته
۵۷۰	طول کل مبدل (mm)
۳۰ درجه	آرایش لوله‌ها
۴	تعداد بافل
۳۲	وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)

جدول ۲۱: مشخصات عملکردی خنک‌کن آب شیرین شماره ۱

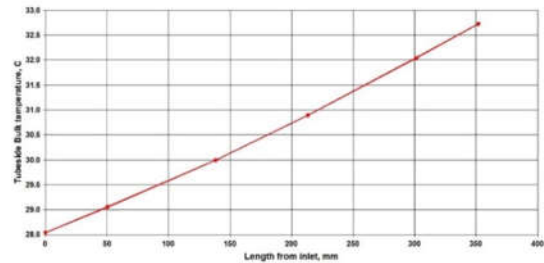
مقدار	پارامتر
۱۲۳۷۰	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۶۹۶۶	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۲۹۸/۶	بار حرارتی (kW)
۳/۲۸	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۱۸۷۰	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۸/۲	أفت فشار پوسته (kPa)
۶/۷	أفت فشار لوله (kPa)

جدول ۲۲: مشخصات عملکردی خنک‌کن آب شیرین شماره ۲

مقدار	پارامتر
۱۵۳۱۵	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۱۳۰۶۶	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۲۹۸/۶	بار حرارتی (kW)
۳/۱۳	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۱۹۸۴	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۱۷/۶	أفت فشار پوسته (kPa)
۸/۷	أفت فشار لوله (kPa)

جدول ۲۳: مشخصات هندسی خنک‌کن آب شیرین شماره ۲

مقدار	پارامتر
BEU	نوع مبدل
۱۹۳	قطر داخلی پوسته (mm)
۳۸۲	تعداد لوله‌ها
۶/۳۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)

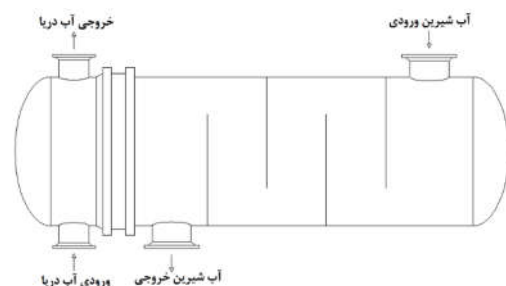


شکل ۲۶: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل روغن شماره ۴

### ۳-۵- طراحی مبدل خنک‌کن آب شیرین

با توجه به کاتالوگ موتورهای دریایی مختلف نوع این مبدل حرارتی، پوسته و لوله در نظر گرفته شده است. این مبدل به منظور خنک‌سازی آب شیرین برگشتی از موتور، که حداکثر دمای ۹۵°C را دارد به دمای مطلوب ۸۵°C استفاده می‌گردد. آب شیرین بعنوان سیال گرم در سمت پوسته و بصورت جریان مخالف با آب دریا بعنوان سیال سرد که در سمت لوله جریان دارد؛ در تماس است. با توجه به تمیز فرض کردن سیال سمت پوسته (آب شیرین برگشتی از موتور)، ضریب رسوب برای این سیال در نظر گرفته نمی‌شود.

جدول ۲۰ تا ۲۳ مشخصات مبدل خنک‌کن آب شیرین با دو پاس لوله (BEU) برای طراحی شماره ۱ و طراحی شماره ۲ و شکل ۲۷ نیز شماتیک این طراحی است.

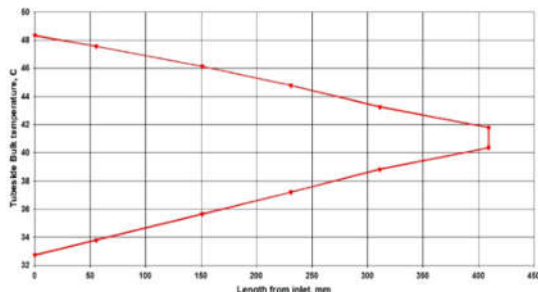


شکل ۲۷: شماتیک از نوع مبدل خنک‌کن آب شیرین طراحی شده با دو پاس لوله (BEU)

جدول ۲۰: مشخصات هندسی خنک‌کن آب شیرین شماره ۱

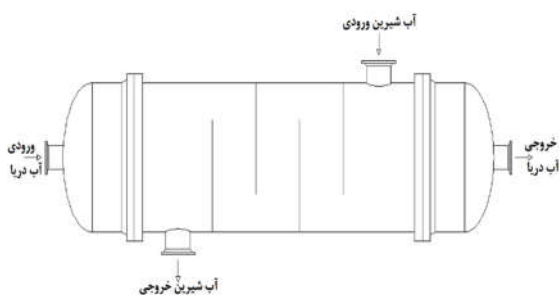
مقدار	پارامتر
BEU	نوع مبدل
۲۱۷	قطر داخلی پوسته (mm)
۲۲۰	تعداد لوله‌ها
۹/۵۲۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)





شکل ۲۹: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل آب شیرین شماره ۲

جدول ۲۴ تا ۲۷ نیز مشخصات مبدل خنک کن آب شیرین با یک پاس لوله (BEU) برای طراحی شماره ۳ و طراحی شماره ۴ و شکل زیر شماتیک این طراحی است.



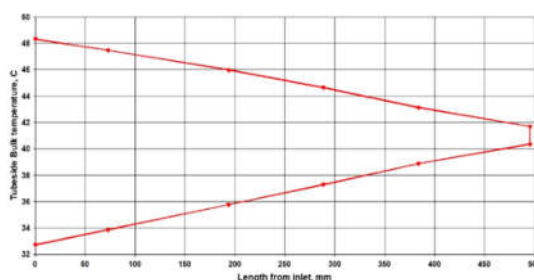
شکل ۲۸: شماتیکی از نوع خنک کن آب شیرین طراحی شده با یک پاس لوله (BEM)

جدول ۲۴: مشخصات هندسی خنک کن آب شیرین شماره ۳

مقدار	پارامتر
BEM	نوع مبدل
۲۵۵	قطر داخلی پوسته (mm)
۳۴۵	تعداد لوله‌ها
۹/۵۲۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)
۶۳۰	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)
۱	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته
۷۵۰	طول کل مبدل (mm)
۳۰ درجه	آرایش لوله‌ها
۴	تعداد بافل
۶۸	وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)

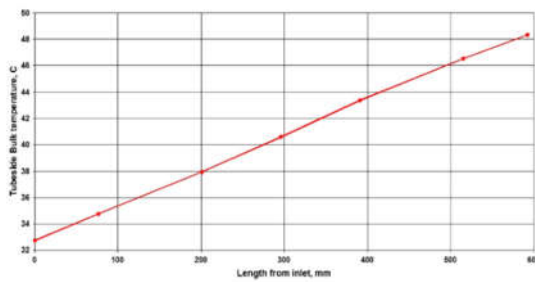
۳۷۰	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)
۲	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته
۴۹۰	طول کل مبدل (mm)
۳۰ درجه	آرایش لوله‌ها
۴	تعداد بافل
۲۹	وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)

با مقایسه طراحی‌های شماره ۱ و ۲ می‌توان پی برد که مبدل شماره ۲ با توجه به ابعاد پوسته و قطر لوله‌های کوچکتر وزنی در حدود ۱۰ درصد کمتر از مبدل شماره ۱ دارد. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۲، حدوداً ۶ درصد بیشتر از مبدل شماره ۱ بدست می‌آید. شایان ذکر است که بدلیل کوچکتر بودن قطر پوسته و لوله‌ها در طراحی شماره ۲ در مقایسه با طراحی شماره ۱، افت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۱ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۲ می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. همچنین شکل ۲۸ و ۲۹ بترتیب توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) در طول مبدل حرارتی را در طراحی‌های شماره ۱ و شماره ۲ به نمایش می‌گذارند.

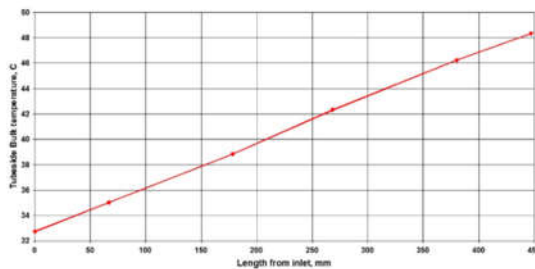


شکل ۲۸: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل آب شیرین شماره ۱

مبدل شماره ۴، وزنی در حدود ۳۳ درصد کمتر از مبدل شماره ۳ دارد. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل شماره ۴، حدوداً ۳۱ درصد بیشتر از مبدل شماره ۳ بدست می‌آید. اُفت فشار در هر دو سمت پوسته و لوله در این طراحی در مقایسه با طراحی شماره ۳ بیشتر بدست می‌آید. بنابراین می‌توان گفت که مبدل با طراحی شماره ۴ می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. شکل ۲۹ و ۳۰ بترتیب توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) در طول مبدل خنک‌کن آب شیرین را در طراحی‌های شماره ۳ و شماره ۴ به نمایش می‌گذارند.



شکل ۲۹: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل آب شیرین شماره ۳



شکل ۳۰: توزیع دمای سیال درون لوله (آب دریا) طی عبور از مبدل آب شیرین شماره ۴

### ۶- نتیجه‌گیری

با توجه به مطالب گفته شده در بخش نتایج و بحث هر سه مبدل حرارتی مورد نیاز در سامانه خنک‌کاری مدار باز موتور، از نوع پوسته و لوله در نظر گرفته شده و بدلیل جلوگیری از خوردگی تجهیزات و رسوب‌زا بودن آب دریا (سیال سرد)، این سیال در هر سه مبدل درون لوله جریان دارد و سیال گرم (هوا، روغن و آب شیرین) در سمت پوسته جریان دارند.

جدول ۲۵: مشخصات عملکردی خنک‌کن آب شیرین شماره ۳

مقدار	پارامتر
۱۰۷۸۶	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۲۰۷۲	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۲۹۸/۶	بار حرارتی (kW)
۶/۱۱	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۹۹۴	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۱۳/۸	اُفت فشار پوسته (kPa)
۵/۱	اُفت فشار لوله (kPa)

جدول ۲۶: مشخصات هندسی خنک‌کن آب شیرین شماره ۴

مقدار	پارامتر
BEM	نوع مبدل
۲۱۰	قطر داخلی پوسته (mm)
۵۲۴	تعداد لوله‌ها
۶/۳۵	قطر خارجی لوله‌ها (mm)
۴۸۵	طول لوله‌ها (mm)
۱/۲۴۵	ضخامت دیواره لوله‌ها (mm)
۱	تعداد پاس لوله‌ها
مس/نیکل ۹۰/۱۰	جنس لوله‌ها
آلومینیوم	جنس پوسته
۶۰۰	طول کل مبدل (mm)
۳۰ درجه	آرایش لوله‌ها
۳	تعداد بافل
۵۱	وزن تقریبی پوسته و لوله‌ها (kg)

جدول ۲۷: مشخصات عملکردی مبدل خنک‌کن آب شیرین شماره ۴

مقدار	پارامتر
۱۳۴۱۵	ضریب انتقال حرارت پوسته (W/mK)
۴۳۱۴	ضریب انتقال حرارت لوله (W/mK)
۲۹۸/۶	بار حرارتی (kW)
۴/۶۷	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۱۳۰۱	ضریب انتقال حرارت کلی (W/mK)
۱۸/۴	اُفت فشار پوسته (kPa)

- [۱۰] باری، م.، شبگرد، ح.، خوشبخت، ح.، "دریایی سازی مدار خنک کاری یک موتور خودرویی با الگوبرداری از موتورهای برون نصب دریایی"، پنجمین همایش ملی شناورهای تندرو، تهران، ۱۳۹۶.
- [۱۱] خوشبخت، ح.، باری، م.، غلامی، م.ر.، "بررسی اثر شرایط محیطی در دریایی سازی یک موتور خودرویی"، پنجمین همایش ملی شناورهای تندرو، تهران، ۱۳۹۶.
- [۱۲] باری، م.، روشنفکر، م.، خواجهزاده، م.، "الزامات بازطراحی مدار خنک کاری یک موتور خودرویی جهت تغییر کاربری دریایی"، اولین همایش پیشرفتهای دریایی، تهران، زمستان ۱۳۹۵.
- [۱۳] زمانی، م.ا.، تقی پور، م.، حسینی و.، "تحلیل و شبیه سازی سامانه خنک کاری یک نمونه موتور بنزینی ارتقاء یافته برای کاربری دریایی"، یازدهمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز و نفت، تهران، زمستان ۱۳۹۸.
- [14] Standards of Tubular Exchanger Manufacturers' Association, Sixth edition, TEMA Incorporation, New York.
- [15] Sadik, K., Hongton, L. and Anchasa, P., "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", Third edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2012.

همچنین برای هر سه مبدل ۴ طراحی مختلف ارائه گردید که در مبدل اینترکولر طراحی های شماره ۲ و ۳ به دلیل وزن کمتر و ضریب انتقال حرارت بالاتر برگزیده شدند (با توجه به تعداد پاس های لوله آنان).  
در مبدل خنک کن روغن طراحی های شماره ۲ و ۴ مزایای بهتری داشته و انتظارات را برآورده می کند. لذا این دو طرح پیشنهاد شد. همچنین در مبدل خنک کن آب شیرین طراحی های شماره ۲ و ۴ برتر شناخته شد.

#### ۷- مراجع و منابع

- [۱] کشاورز ولیان، ع.، قاسمیان مقدم، ع.، "انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی"، چاپ دوم، انتشارات دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی.
- [2] Ferguson, C. R. and Kirkpatrick, A. T., "Internal Combustion Engine: Applied Thermo sciences", John Wiley & Sons, 2001.
- [3] Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGrawHill, 1988.
- [4] Witek, L., "Failure and thermo-mechanical stress analysis of the exhaust valve of diesel engine", Engineering Failure Analysis, Vol. 66, pp. 154-165, 2016.
- [5] Pulkrabek, W. W., "Engineering Fundamentals of Internal Combustion Engines", Second edition, Pearson Prentice-Hall, 2004.
- [6] Basshuysen, R. V. and Schafer, R., "Internal Combustion Engine Handbook", SAE International, 2002.
- [۷] مهدی پور، ر.، بنی عامریان، ز.، جعفری، ع.ا.، "طراحی و الگوسازی سامانه خنک سازی خودرویی سمند برقی"، مجله تحقیقات موتور، شماره ۱۳، زمستان ۱۳۸۷.
- [8] Priede, T. and Anderton, D., "Likely advances in mechanics cooling vibration and noise of automotive engines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 198D, No. 7, 1984.
- [۹] نازک تبار، م.، محبی، م.، "طراحی و بهینه سازی سامانه خنک کاری در توسعه موتورهای دیزل زمینی به دریایی"، مجله مهندسی شناورهای تندرو، شماره ۴۰، پاییز ۱۳۹۰.