

# آزمایش موتور دیزل

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی آزمایش استخراج شده است .

اسامی اعضا این گروه :

**تنظیم کننده :**

رادلف کریستین کارل دیزل مخترع و مهندس مکانیک آلمانی و مشهور برای اختراع موتور دیزل و مرگ مشکوکش در دریاست .

## آغاز زندگی

دیزل در سال ۱۸۵۸ در Augsburg ، زاده شد. او دومین از سه فرزند تئودور و الیزه دیزل بود. والدین او از مهاجران آلمانی‌تباری بودند که در فرانسه زندگی می‌کردند. رودولف دیزل نخستین سال‌های کودکی‌اش را در فرانسه گذراند اما با شروع جنگ‌های فرانسه و پروس در ۱۸۷۰ خانواده‌اش همچون بسیاری دیگر از خارجی‌ان مجبور به ترک فرانسه شدند. آنها در لندن اقامت گزیدند و مادر دیزل، رودلف ۱۲ ساله را تا پایان جنگ در سال ۱۸۷۱ به اگزبورگ در باواریا پیش خاله و داییش فرستاد تا زبان آلمانش تقویت شود.

رادلف در ۱۴ سالگی به پدر و مادرش نوشت که می‌خواهد مهندس شود و پس از پایان تحصیلات مقدماتی در ۱۸۷۳ در مدرسه ی صنعتی تازه تأسیس اگزبورگ ثبت نام نمود. دو سال بعد او بورسیه‌ای را از طرف دانشگاه پلی‌تکنیک باواریایی سلطنتی مونیخ دریافت کرد و آن را علی‌رغم میل والدینش که تمایل به مشغول شدن رودلف به کاری داشتند پذیرفت . او در سال ۱۸۷۹ بر اثر ابتلا به بیماری تیفوئید نتوانست در امتحانات نهایی شرکت جوید و در مدتی که در انتظار تاریخ بعدی امتحانات به سر می‌برد تجربه ی مهندسی را به‌طور عملی در ماشین‌آلات‌سازی برادران سولزر در وینترتور سوئیس کسب نمود. دیزل در ژانویه ی ۱۸۸۰ با بالاترین افتخارات دانشگاهی فارغ‌التحصیل شد و به پاریس بازگشت، جایی که دستیاری استاد سابقش در دانشگاه مونیخ، پروفیسور کارل فون لینده را در طراحی و ساخت کارخانه ی یخساز و سردسازی مدرنی برعهده داشت. یک سال بعد او مدیر همان کارخانه شد. دیزل در ۱۸۸۳ با مارتا فلاشه ازدواج نمود و به کار برای لینده ادامه داد و توانست چندین اختراع را در آلمان و فرانسه به ثبت برساند.

رادلف دیزل در آغاز ۱۸۹۰ با همسر و فرزندانش رودلف پسر، هدی و آگین به برلین نقل مکان کرد تا علاوه بر ادامه ی مدیریت بخشی تحقیق و توسعه ی لینده، به هیأت مدیره ی چند شرکت بزرگ دیگر نیز در آنجا بپیوندد. از آنجا که او اجازه ی به کارگیری اختراعات ثبت شده اش در زمانی که کارمند لینده بود را برای اهداف شخصی خودش نداشت در نتیجه کارش را در خارج از موضوع سردسازی ادامه داد. دیزل نخست کارش را با تحقیق بر روی بخار آغاز نمود و پژوهش هایش در رابطه با بهره وری سوخت، او را به سمت ساختن موتور بخاری سوق داد که با بخار آمونیاک کار می کرد. اما این موتور در زمان آزمودنش منفجر شد و دیزل که نزدیک بود در این حادثه کشته شود چندین ماه را در بیمارستان گذراند. با این حال او پس از بهبود نیز از نظر سلامتی و بینایی دچار مشکل شده بود.

### ساخت موتور دیزل

دیزل با ترمودینامیک و محدودیت های نظری و عملی مؤثر بر بهره وری سوخت آشنایی داشت. او می دانست که حتی بهترین موتورهای بخار نیز تنها بین ۱۰ تا ۱۵ درصد راندمان ترمودینامیکی دارند که این خود به معنای هدر رفتن نزدیک به ۹۰ درصد از انرژی موجود در سوخت بود. او کار طراحی موتور را با هدف بهره وری بیشتر آن شروع نمود و تلاش داشت تا موتوری را بر پایه ی چرخه کارنو طراحی نماید. اما از این طرح منصرف شد و کار بر روی طرحی از خود را آغاز نمود که بعدتر به افتخارش موتور دیزل نام گرفت. در موتور او تزریق سوخت پس از فرایند فشرده سازی انجام می گرفت و این سوخت بر اثر حرارت بالای ناشی از فشرده سازی، مشتعل می گردید. او در ۱۸۹۳ کتابی را با عنوان *Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Verbrennungsmotoren* (تئوری و ساخت موتورهای حرارتی به عنوان جایگزینی برای موتورهای بخار و دیگر موتورهای احتراقی روز) در برلین منتشر ساخت و موفق شد تا بر اساس نظر و طرح خود موتوری را بسازد که کار می کرد. این موتور و موتورهای پس از آن امروزه به نام موتور دیزل شناخته می شوند.

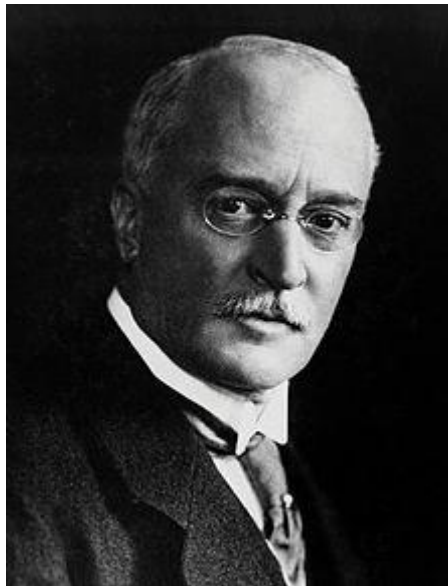
در فاصله ی سال‌های ۱۸۹۳ تا ۱۸۹۷ هاینریش فون بوتز، مدیر ام آن در اگزبورگ ، این موقعیت را برای دیزل فراهم آورد تا به آزمایش و توسعه ی طرح هایش پردازد. هم‌چنین رودلف دیزل موفق شد تا طرح خود را در آلمان و کشورهای دیگری همچون ایالات متحده آمریکا به ثبت برساند.

## مرگ

دیزل در بعدازظهر ۲۹ سپتامبر ۱۹۱۳ در آنتورپ سوار بر کشتی بخار اداره ی پست به نام درسدن شد تا برای ملاقاتی به لندن برود. او شام را بر روی عرشه ی کشتی خورد و سپس برای استراحت در حدود ساعت ۱۰ شب به کابینش رفت و سپرد تا او را در ساعت ۶:۱۵ صبح روز بعد بیدار نمایند. اما او پس از رفتن به کابینش دیگر مشاهده نشد و ۱۰ روز بعد، جسد مردی که بر روی آب دریا شناور بود توسط خدمه ی کشتی هلندی کورنسن پیدا شد. جسد در حال متلاشی شدن بود و به همین دلیل خدمه تنها لوازم شخصی همراه آن شامل جعبه ی قرص، کیف پول، چاقوی جیبی و جعبه ی عینک را برداشته و جسد را بار دیگر به دریا انداختند. در ۱۳ اکتبر پسر دیزل، اُگین این اشیاء را به‌عنوان متعلقات پدرش شناسایی نمود.

نظرات گوناگونی در رابطه با مرگ دیزل ارائه شده‌است. کسانی همچون گروسر که به نوشتن زندگی‌نامه ی دیزل پرداخته‌اند خودکشی را محتمل‌ترین دلیل مرگ او دانسته‌اند اما نظراتی مبنی بر به قتل رسیدن دیزل توسط کسانی که موقعیت نظامی و کاریشان به‌خطر افتاده بود نیز وجود دارد. با این حال شواهد محدودی برای پذیرفتن هر کدام از این توضیحات به‌عنوان دلیل اصلی مرگ رودلف دیزل وجود دارد.





## Rudolf Christian Karl Diesel

**Born** 18 March 1858  
[Paris, France](#)

**Died** 29 September 1913 (aged 55)

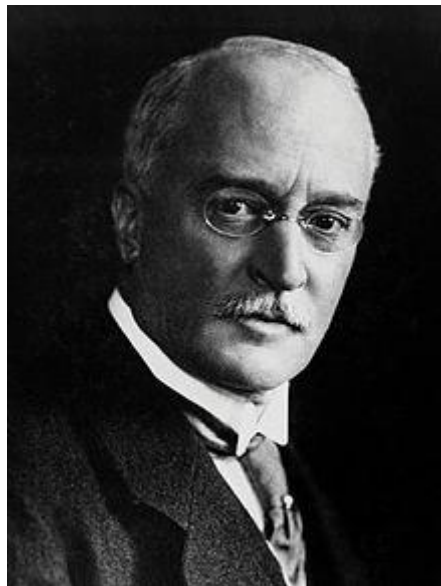
**Nationality** German

**Occupation** [Engineer](#), [inventor](#), [entrepreneur](#)

**Known for** Inventing the [diesel engine](#)

**Awards** [Elliott Cresson Medal](#) (1901)

Signature



## رادولف کریستین کارل دیزل

**آغاز زندگی** ۲۷ اسفند ۱۲۳۶ هـ.ش.

**مرگ** ۷ مهر ۱۲۹۲ هـ.ش.

**ملیت** آلمنی

**حرفه** مهندس، مخترع، کارآفرین

**شناخته شده برای** اختراع موتور دیزل

**جوایز** Elliott Cresson Medal (1901)

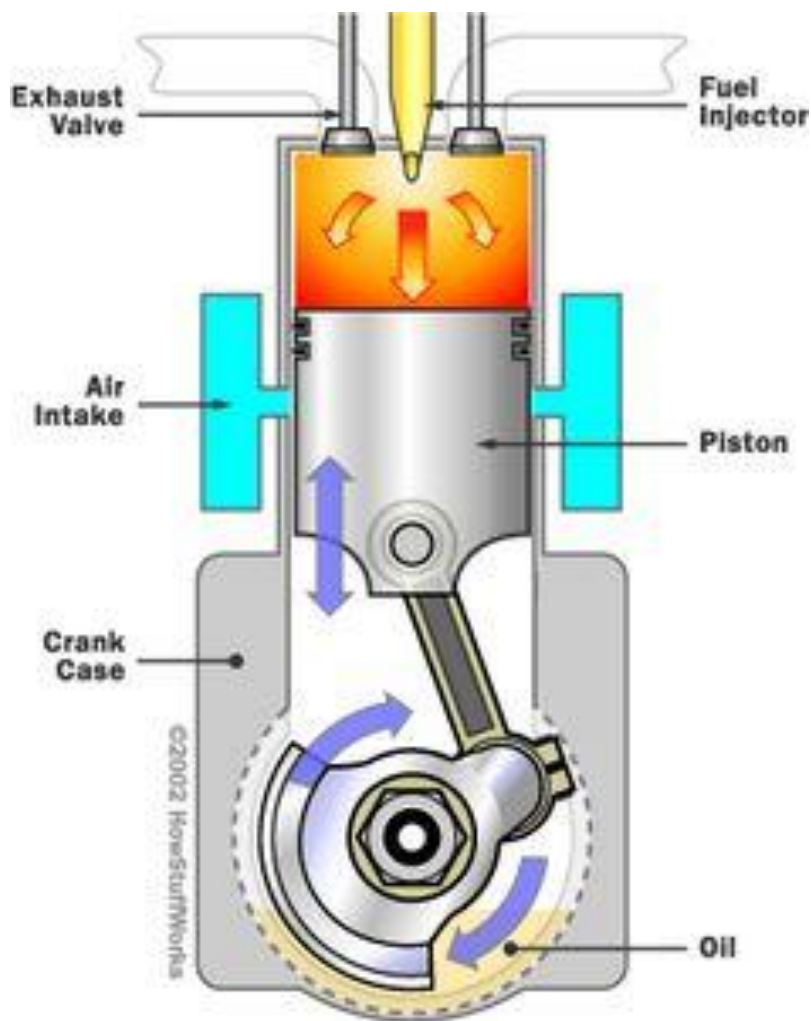
امضا

۲. هدف از آزمایش: هدف از انجام این آزمایش مصرف سوخت در دورهای مختلف است.

۳. توضیحی بر آزمایش:

دستگاه تست موتور وسیله ایست برای اندازه گیری کارایی موتور که خروجی موتور به وسیله ی سرعت و گشتاور وارده به دینامومتر اندازه گیری می شود.

شماتیک موتور دیزل در زیر نشان داده شده است:



شکل ۱ - شماتیک موتور دیزل

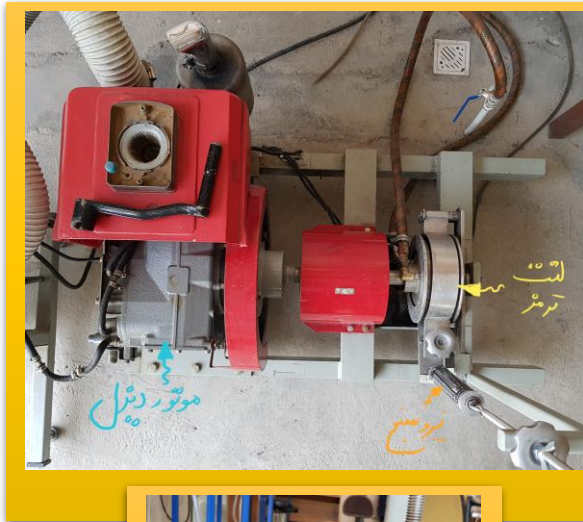
موتورهای دیزل و بنزینی ساختار ساختمانی مشابهی دارند با این تفاوت که در دیزل سیستم جرقه زنی وجود ندارد. در موتور دیزل ، ابتدا هوا متراکم می شود و سپس سوخت توسط انژکتور پاشیده می شود . به علت فشردگی زیاد هوا ، دمای هوا بالا بوده و احتراق با پاشش سوخت خود به خود اتفاق می افتد در حالیکه در موتور بنزینی مخلوط سوخت و هوا پاشیده شده و با جرقه ی شمع اشتعال اتفاق می افتد . برتری در این مورد برای موتور دیزل وجود دارد که نیازی به استفاده از سنسور knock ندارد کار این سنسور در این است که زمانیکه مخلوط بنزین و هوا به قدری فشرده شد که دمای آن منجر به خود اشتعالی شد این سنسور پس از حس ارتعاشات ناشی از اشتعال باعث جرقه زدن زودتر شمع می شود تا از هدر رفت انرژی برای سوختن خود به خودی مخلوط بنزین و هوا جلوگیری کند و با جرقه زدن شمع کل مخلوط به یکبار مشتعل شود و انرژی آزاد کند . که این معضل در موتورهای دیزل دیده نمی شود .

در این آزمایش سوخت از مخزن سوخت و هوا نیز از مخزن هوایی شامل یک اوریفیس به داخل سیلندر مکش میشود . گشتاور خروجی از موتور توسط یک دینامومتر اندازه گیری می شود و به ازای هر گشتاور دینامومتر (مصرف کننده) ، دور موتوری وجود دارد که توان موتور را نشان می دهد . مصرف سوخت نیز برای هر دور موتور ، به وسیله ی اندازه گیری زمان مصرف مقدار معینی سوختی که در مخزن مدرج وجود دارد ، اندازه گیری می شود .

#### آه توضیحی بر تجهیزات :

دستگاه از اجزای زیر تشکیل شده است :

- موتور دیزل با سیستم خنک کننده با آب (رادیاتور)
- نیروسنج
- لنت ترمز و سیستم خنک کننده با آب
- مخزن سوخت
- مانومتر (فشار سنج)
- سنسورهای دما



شکل ۲ - تجهیزات آزمایش



## MT501M SINGLE CYLINDER ENGINE TEST BED, Mechanical Brake Absorber



### GENERAL DESCRIPTION

The unit provides basic means for testing a single cylinder internal combustion engine.

The engine is connected to the mechanical brake absorber dynamometer on the test bed by a direct coupling with a safety guard. The engine throttle and dynamometer load are manually controlled. Instruments are provided for measurement of the absorber torque, speed, fuel flow rate, air flow rate, and temperatures. Fuel tank and measuring instruments are on a separate stand.

The test bed requires outside water supply for cooling.

### TYPICAL TESTS

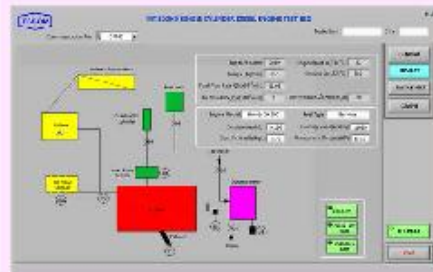
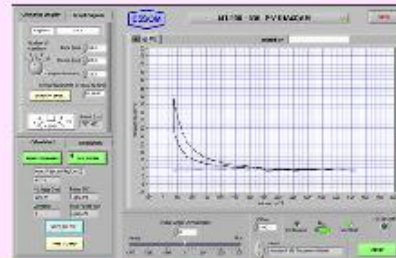
- . Torque vs engine speed at various throttle setting
- . Engine brake horsepower and efficiency vs speed
- . Specific fuel consumption
- . Air/fuel ratio
- . Volumetric efficiency

### TECHNICAL DATA

- . Dynamometer
  - Type : Water cooled stainless steel mechanical brake absorber with anti splashing system.
  - Capacity : Upto 20 kW at 5000 rpm.
- . Engine : Single cylinder gasoline engine with power 3.7 kW or as required.
- . Measuring instruments:
  - Torque : Spring balance at the dynamometer.
  - Speed : Portable tachometer.
  - Fuel flow rate : Graduated cylinder and a stop watch.
  - Air flow rate : Air box with orifice plate and inclined water manometer.
  - . Sensor with digital display : Temperatures for ambient air and exhaust gas.
  - . Power supply : 220 V, 1 Ph, 50 Hz. Other power supply is available on request.

### OPTIONAL EQUIPMENT

- . P-V diagram set for gasoline or selected diesel engine.
- . Additional interchangeable diesel engine.
- . MT 501-050 Computer Interface  
This includes sensors, computer interface unit and software for data display and analysis by computer (separately supplied).



Time	Speed (rpm)	Torque (kg-m)	Fuel Flow (liters/hr)	Air Flow (liters/hr)	Ambient Temp (°C)	Exhaust Temp (°C)
01	1500	1.5	0.1	10	25	300
02	2000	2.0	0.15	15	25	300
03	2500	2.5	0.2	20	25	300
04	3000	3.0	0.25	25	25	300
05	3500	3.5	0.3	30	25	300
06	4000	4.0	0.35	35	25	300
07	4500	4.5	0.4	40	25	300
08	5000	5.0	0.45	45	25	300

Net (unpacked) shipping dimensions WxLxH  
Net weight

: 75x 195 x 75 cm  
: Approx. 120 kg.

## ۵. روش انجام آزمایش :

ابتدا با بستن شیر استوانه‌ای مدرج به موتور و باز کردن شیر مخزن سوخت ، اسنانه‌ی مدرج را از سوخت پر میکنیم . حال شیر مخزن را بسته و شیر واسط استوانه و موتور را باز می‌کنیم .

با چرخاندن دستی میل لنگ ، موتور را روشن می‌کنیم .

با قرار دادن نیرو سنج روی شاخص ۲ Kg ( حدود ۲۰ نیوتن) دریچه‌ی گاز را تغییر میدهیم و به دور موتور ثابتی می‌رسانیم . با رسیدن دستگاه به تعادل دمای هوای ورودی و خروجی را از روی نمایشگر دما و فشار هوای بیرون و درون مخزن (قبل و بعد اوریفیس) را نیز به وسیله‌ی ارتفاع مانومتر می‌خوانیم و در جدول داده‌های خود ثبت میکنیم .

این آزمایش را برای نیروهای ترمزی مختلف تکرار میکنیم و نتایج را در جدولی مشابه جدول ۱ ثبت می‌کنیم .

## ۶. داده‌های حاصل از آزمایش :

N	F	حجم	زمان	ارتفاع	ارتفاع	دمای	دمای گاز
rpm	N	سوخت	مصرف	مانومتر	مانومتر	هوای	خروجی
		مصرفی	سوخت	هوای آزاد	اوریفیس	ورودی	
۸۹۰	۲۰	۵ ml	۴۷ s	۱۸,۴ cm	۱۹,۷ cm	۱۹°C	۱۲۹°C
۹۶۰	۲۰	۵ ml	۴۲ s	۱۸,۳ cm	۱۹,۸ cm	۲۱°C	۱۳۱°C
۱۰۳۰	۲۰	۵ ml	۳۵ s	۱۸,۴ cm	۱۹,۸ cm	۲۲°C	۱۳۸°C
۱۱۷۰	۲۰	۵ ml	۲۹ s	۱۸,۱ cm	۲۰ cm	۲۳°C	۱۴۰°C
۱۳۶۰	۲۰	۵ ml	۲۷ s	۱۷,۶ cm	۲۱ cm	۲۳°C	۱۴۹°C
۱۶۳۰	۲۰	۵ ml	۲۸ s	۱۷,۶ cm	۲۴ cm	۲۳°C	۲۶۰°C

جدول ۱ - جدول داده‌های حاصل از آزمایش

۷. پاسخ به خواسته‌ها - محاسبات و تئوری آزمایش :

✍️ مقادیر راندمان گرمایی و حجمی موتور را در دورهای مختلف محاسبه

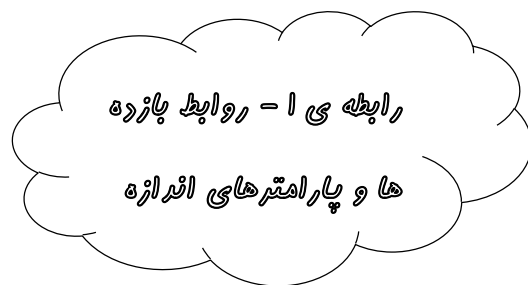
کنید و نتایج را تفسیر کنید .

$$\eta_{\text{گرمای ترمزی}} = \frac{P}{Q_f}; P = \frac{2\pi}{60} T \cdot N; Q_f = Q_{mf}(LHV); Q_{mf} = Q_{vf}\rho_f; T = F \cdot r$$

$$\eta_{\text{حجمی}} = \frac{Q_{va}}{Q_{th}}; Q_{th} = \text{حجم سیلندر} \times \frac{N}{2 \times 60}; \text{حجم سیلندر} = 196 \text{cc}$$

$$Q_{va} = \frac{Q_m}{\rho_a} = \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_a}}$$

$$A/F = \text{نسبت هوا به سوخت} = \frac{Q_{ma}}{Q_{mf}}$$



که در روابط بالا نماد های استفاده شده بیان کننده ی کمیت های زیر است :

$$Q_{mf} : \text{مصرف جرمی سوخت} \left(\frac{kg}{s}\right); Q_{vf} : \text{مصرف حجمی سوخت} \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

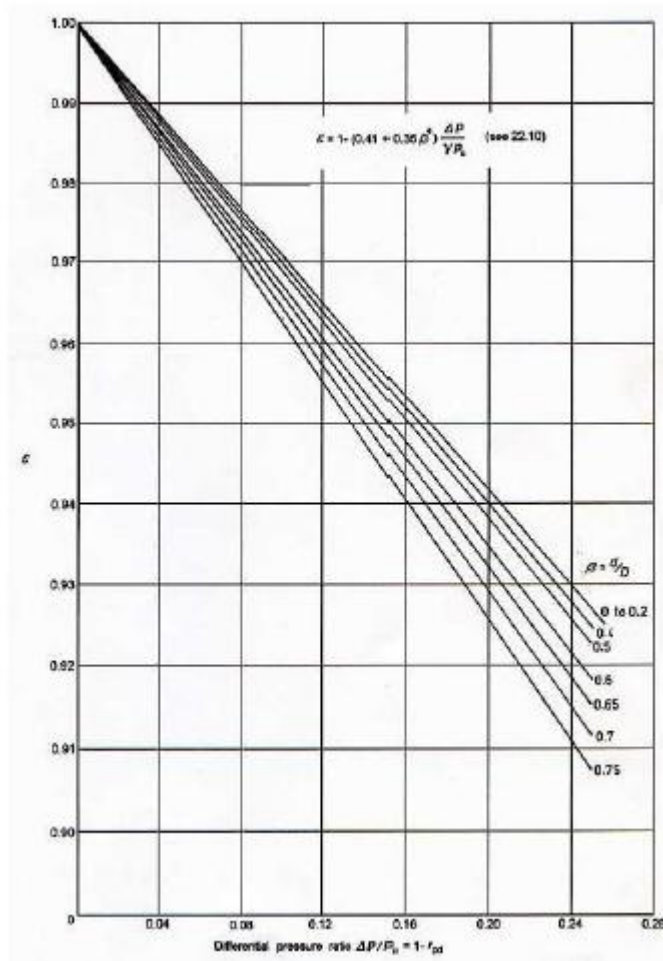
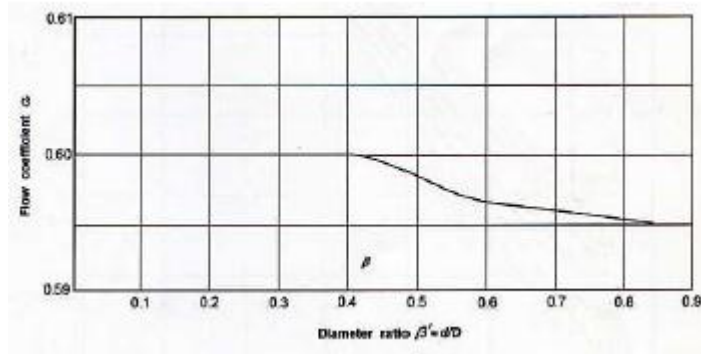
$$Q_{th} : \text{حجم جابه جایی تئوری} \left(\frac{m^3}{s}\right); Q_{va} : \text{نرخ جریان حجمی هوا} \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$Q_f : \text{حرارت حاصل از احتراق} (KW); LHV : \text{ارزش حرارتی پایین سوخت} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\rho_f : \text{چگالی سوخت} \left(\frac{kg}{m^3}\right); Q_{ma} : \text{نرخ جریان جرمی هوا} \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\alpha : \text{ضریب جریان}; \varepsilon : \text{ضریب انبساط}$$

## نحوه ی بدست آوردن ضریب جریان و ضریب انبساط :



شکل ۳ - نمودار ضرایب جریان و انبساط اوریفیس



برای بازده گرمایی ترمزی مصرف حجمی سوخت ، گشتاور و دور موتور از داده های آزمایش است و سایر پارامترها از روابط ۱ - الف حاصل می شود که در جدول زیر مقدار سایر پارامترها و در انتها بازده ، به ازای هر دور موتور ذکر شده است . در روابط یاد شده بنا به جدول شکل ۴ در انتهای گزارش ،  $LHV = 43 \frac{MJ}{kg}$  در نظر گرفته شده است .

N	T	P	$Q_{vf}$	$Q_{mf}$	$Q_f$	$\eta$ گرمای ترمزی
rpm	N.m	W	$(\frac{ml}{s})$	$(\frac{g}{s})$	W	
۸۹۰	۴	۳۷۲,۶۱	0.10638298	0.0893617	3842.5531	10.3124415
۹۶۰	۴	۴۰۱,۹۲	0.11904762	0.1	4300	10.6986465
۱۰۳۰	۴	۴۳۱,۲۳	0.14285714	0.12	5160	11.9658648
۱۱۷۰	۴	۴۸۹,۸۴	0.17241379	0.14482759	6227.58637	12.713511
۱۳۶۰	۴	۵۶۹,۳۹	0.18518519	0.15555556	6688.88908	11.7475334
۱۶۳۰	۴	۶۸۲,۴۳	0.17857143	0.15	6450	9.451565

جدول ۲ - جدول بازده گرمایی ترمزی

برای بازده حجمی گشتاور ، حجم سیلندر ، افت فشار اوریفیس و قطر اوریفیس را از داده های آزمایش داریم و سایر پارامترها از روابط ۱ - ب و رابطه ی ۱ - ج حاصل می شود که در جدول زیر مقدار سایر پارامترها و در انتها بازده ، به ازای هر دور موتور ذکر شده است .

برای رابطه ی ۱ - ج ضرایب جریان و انبساط از نمودار شکل ۳ حاصل می شود و بنا به گزارش شفاهی مسئول آزمایشگاه ، قطر اوریفیس ۲,۵ سانتی متر است .

مطابق دستور کار ، حجم موتور دیزل تک سیلندر یانمار TF75HM چهار زمانه برابر 437 cc است .

N	$\Delta P$	$\alpha$	$\varepsilon$	$Q_{va}$	$Q_{th}$	$\eta$ حجمی
rpm	Pa			$\left(\frac{m^3}{s}\right)$	$\left(\frac{m^3}{s}\right)$	
۸۹۰	۶۳,۵۷	۰,۶	۱	0.00303015	0.00324108	93.4918735
۹۶۰	۷۳,۳۵	۰,۶	۱	0.0032549	0.003496	93.1036248
۱۰۳۰	۶۸,۴۶	۰,۶	۱	0.00314453	0.00375092	83.833768
۱۱۷۰	۹۲,۹۱	۰,۶	۱	0.00366327	0.00426075	85.9771673
۱۳۶۰	۱۶۶,۲۷	۰,۶	۱	0.0049004	0.00495267	98.9447473
۱۶۳۰	۳۱۲,۹۸	۰,۶	۱	0.0067233	0.00593592	113.264699

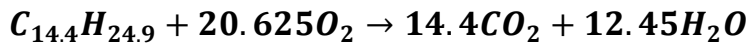
مردول ۳ - مردول بازده همپی

از آنجا تغییرات فشار نسبت به فشار اتمسفر (حدود ۱۰۰ کیلو پاسکال) بسیار کوچک هستند؛ ضریب تراکم همگی ، در حدود ۱ خواهد بود . در رابطه با بازده آخر بنظر می رسد خواندن مانومتر اوریفیس به عدد ۲۴ سانتی متر (جهش ۳ سانتی متری) صحیح نبوده و با جایگذاری ۲۲ سانتی متر ، بازده حجمی در حدود ۹۴ درصد خواهد بود .



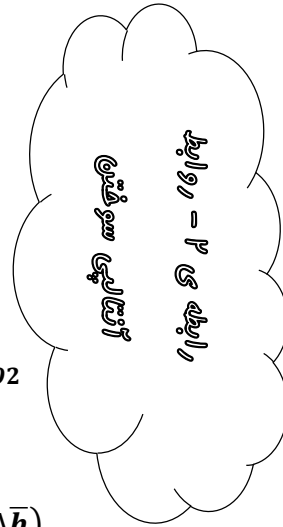
## بدست آوردن اتلاف انرژی ناشی از گازهای خروجی از آگروز

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e - \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i$$



$$\bar{h}_P = n_{CO_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + n_{H_2O} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{H_2O}$$

$$\bar{h}_R = n_{GASOLINE} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{GASOLINE} + n_{O_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2}$$



$$\bar{h}_P = 14.4(-393522 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + 12.45(-241826 + \Delta \bar{h})_{H_2O}$$

$$\bar{h}_R = (-174000 + 198.06 \times 2.08(430 - 298))_{GASOLINE} + 20.625(\Delta \bar{h})_{O_2}$$

$$\text{For } T = 430K \Rightarrow \Delta \bar{h}_{CO_2} = 5294 \quad \Delta \bar{h}_{H_2O} = 4502 \quad \Delta \bar{h}_{O_2} = 3945$$

$$\Rightarrow h_{RP} = -42951 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{6} \left( \sum_1^6 Q_{mf} + \rho_a \sum_1^6 Q_{vf} \right) \Rightarrow \dot{m} = 0.003152 \left( \frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{Q} = h_{RP} \times \dot{m} \Rightarrow \dot{Q} = -135.38 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{W} = \frac{1}{6} \left( \sum_1^6 \frac{2\pi}{60} N \times T \right) \Rightarrow \dot{W} = 491.24 (W)$$

$$\text{نرخ انرژی اتلافی} = \text{نرخ انرژی سوخت} - \text{نرخ کار} \Rightarrow \text{نرخ انرژی اتلافی} = 134.89 (kW)$$

با سه فرض مبنی بر اینکه : ۱. احتراق درون موتور در دمای نشان داده شده توسط سنسور دمای خروجی گاز رخ میدهد . ۲. سوخت محدود کننده ی واکنش احتراق است . ۳. کلیه ی اتلاف انرژی از طریق گازهای خروجی از آگروز صورت میگیرد؛ می توان ادعا نمود اتلاف انرژی حاصل از گازهای خروجی در حدود ۱۳۴,۸۹ کیلووات است . [1]

✎ اگر بجای سوخت گازوئیل از بنزین استفاده شود ، قدرت خروجی موتور چه

تغییری میکند ؟ چرا ؟

همان طور که از شکل ۴ مشخص است ، LHV را برای دونوع سوخت دیزل و اوکتان (نماینده ی بنزین) در حالت سوخت گازی (برای اوکتان حالت مایع وجود ندارد) می خوانیم و هر کدام را در چگالی خود (چگالی دیزل ۸۴۰ کیلوگرم بر متر مکعب و چگالی اوکتان ۶۹۲ کیلوگرم بر متر مکعب است ) ضرب می کنیم تا میزان انرژی آزاد شده از سوخت را به ازای هر متر مکعب در دمای ۲۵ درجه ی سانتی گراد بیابیم .

خواهیم دید که ۳۶,۳۸ سوخت دیزل گیگاژول بر متر مکعب و اوکتان ۳۰,۸۳ گیگاژول بر متر مکعب انرژی آزاد خواهند کرد . واضح است که سوخت دیزل انرژی بیشتری آزاد می کند .

پس موتور احتراق داخلی با سوخت دیزل دارای قدرت بیشتری نسبت به همان موتور احتراق داخلی با سوخت اوکتان (بنزین) دارد .

Enthalpy of Combustion of Some Hydrocarbons at 25°C

Hydrocarbon	UNITS: $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ Formula	LIQUID H <sub>2</sub> O IN PRODUCTS		GAS H <sub>2</sub> O IN PRODUCTS	
		Liq. HC	Gas HC	Liq. HC	Gas HC
<b>Paraffins</b>	$C_nH_{2n+2}$				
Methane	CH <sub>4</sub>		-55 496		-50 010
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>		-51 875		-47 484
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-49 973	-50 343	-45 982	-46 352
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-49 130	-49 500	-45 344	-45 714
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-48 643	-49 011	-44 983	-45 351
n-Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	-48 308	-48 676	-44 733	-45 101
n-Heptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	-48 071	-48 436	-44 557	-44 922
n-Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	-47 893	-48 256	-44 425	-44 788
n-Decane	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	-47 641	-48 000	-44 239	-44 598
n-Dodecane	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	-47 470	-47 828	-44 109	-44 467
n-Cetane	C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	-47 300	-47 658	-44 000	-44 358
<b>Olefins</b>	$C_nH_{2n}$				
Ethene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>		-50 296		-47 158
Propene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>		-48 917		-45 780
Butene	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>		-48 453		-45 316
Pentene	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>		-48 134		-44 996
Hexene	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>		-47 937		-44 800
Heptene	C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>		-47 800		-44 662
Octene	C <sub>8</sub> H <sub>16</sub>		-47 693		-44 556
Nonene	C <sub>9</sub> H <sub>18</sub>		-47 612		-44 475
Decene	C <sub>10</sub> H <sub>20</sub>		-47 547		-44 410
<b>Alkylbenzenes</b>	$C_{6+n}H_{6+2n}$				
Benzene	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-41 831	-42 266	-40 141	-40 576
Methylbenzene	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	-42 437	-42 847	-40 527	-40 937
Ethylbenzene	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	-42 997	-43 395	-40 924	-41 322
Propylbenzene	C <sub>9</sub> H <sub>12</sub>	-43 416	-43 800	-41 219	-41 603
Butylbenzene	C <sub>10</sub> H <sub>14</sub>	-43 748	-44 123	-41 453	-41 828
<b>Other fuels</b>					
Gasoline	C <sub>7</sub> H <sub>17</sub>	-48 201	-48 582	-44 506	-44 886
Diesel T-T	C <sub>14.4</sub> H <sub>24.9</sub>	-45 700	-46 074	-42 934	-43 308
JP8 jet fuel	C <sub>13</sub> H <sub>23.8</sub>	-45 707	-46 087	-42 800	-43 180
Methanol	CH <sub>3</sub> OH	-22 657	-23 840	-19 910	-21 093
Ethanol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	-29 676	-30 596	-26 811	-27 731
Nitromethane	CH <sub>3</sub> NO <sub>2</sub>	-11 618	-12 247	-10 537	-11 165
Phenol	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> OH	-32 520	-33 176	-31 117	-31 774
Hydrogen	H <sub>2</sub>		-141 781		-119 953

شکل ۳ - آنتالپی سوخت بعضی از هیدروکربن ها در 25°C [2]

[1] : کلیه ی معادلات و مقادیر پارامترهای روابط از کتاب زیر اتخاذ شده است :

**Borgnakke C. , Sonntag R. E.(2009),*Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley & Sons**

**[2] : Borgnakke C. , Sonntag R. E.(2013),*Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley & Sons , page 631**

# آزمایش انتقال حرارت جابجایی

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی آزمایش استخراج شده است .  
اسامی اعضا این گروه :

**تنظیم کننده :**



## ۱. هدف آزمایش:

استفاده از سطوح گسترش یافته برای بهبود انتقال حرارت از یک سطح و تعیین ضریب انتقال حرارت جابه جایی آزاد و اجباری برای سطوح مختلف

## ۲. تئوری آزمایش:

سطحی که حرارت دریافت کرده است، آن را از طریق فرآیندی که جابجایی می نامند، به محیط اطراف خود دفع می کند. البته اندکی از حرارت به وسیله ی هدایت و تشعشع نیز با محیط تبادل می شود که در این آزمایش، این آثار ناچیز است. هر قدر که دمای سطح بالاتر برود، جریان جابه جایی بیشتر و در نتیجه دفع حرارتی بیشتر صورت خواهد گرفت.

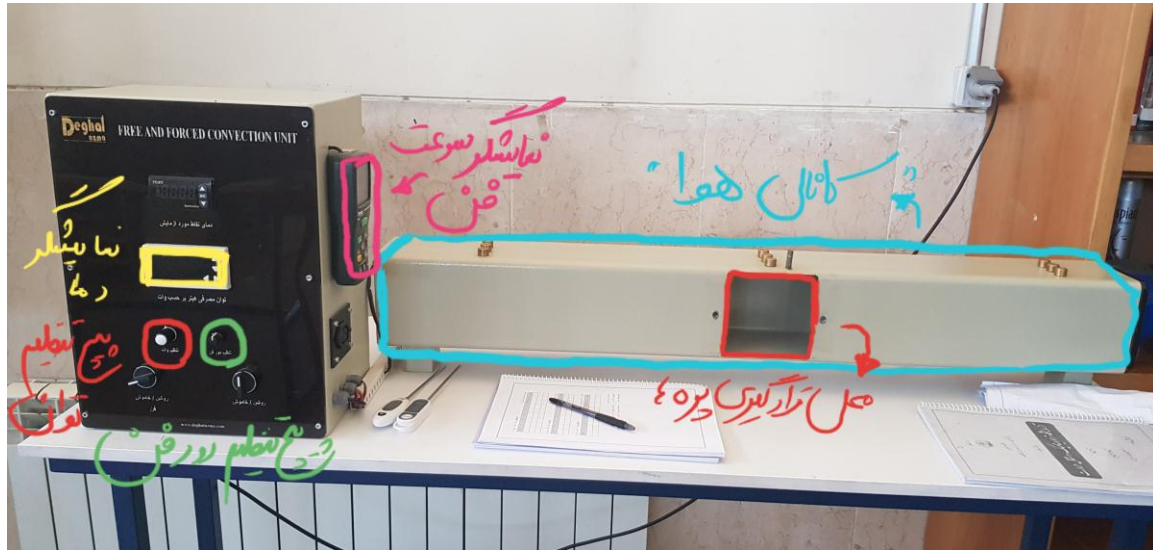
اگر گرمای بیشتری به سطح داده شود، دمای سطح بالاتر می رود تا سطح بتواند آن را دفع کند. معمولاً در آزمایشهای سطوح تخت به دست آوردن شرایط پایدار دما به دلیل اینرسی و کوچک بودن ثابت انتقال حرارت جابه جایی دشوار است.

انتقال حرارت به وسیله جابجایی به دو شیوه جابجایی آزاد و اجباری انجام می شود. وقتی جریان توسط نیروهای خارجی ناشی از تجهیزاتی مانند فن و پمپ و یا بادهای اتمسفریک به وجود آید، جابجایی اجباری حاصل می شود و در مقابل در جابجایی آزاد جریان بر اثر نیروهای شناوری به وجود می آید. این نیروها از اختلاف چگالی ناشی از تغییرات دما در سیال به وجود می آید. انتقال گرمای جابه جایی از دو مکانیزم تشکیل می شود:

۱. انتقال انرژی ناشی از حرکت تصادفی مولکولی (پخش) ۲. حرکت توده های سیال

### ۲. توضیح بر تجهیزات:

دستگاه از قسمت های زیر تشکیل شده است:



شکل ۱ دستگاه انتقال حرارت جا به جایی



ج



ب



الف

شکل ۲ سطوح انتقال حرارت: الف. صفحه ی تخت ب. سطح استوانه ای ج. سطح مثلثی

صفحه تخت را در مکان پیش بینی شده بر روی کانال دستگاه قرار می دهیم . درجه حرارت محیط را یادداشت کرده و کلید تنظیم توان هیتر را روی ۱۰۰ وات قرار داده، صبر می کنیم تا دستگاه به حالت پایدار برسد . حال، دمای هیتر را یادداشت کرده و آزمایش را برای توان های ۱۲۰ و ۱۵۰ وات تا رسیدن به شرایط پایدار و یکنواخت تکرار و جدول ۱ را تکمیل می نماییم .

صفحه تخت را در مکان پیش بینی شده بر روی کانال دستگاه قرار داده و درجه حرارت محیط را یادداشت می نماییم . کلید تنظیم توان هیتر را روی ۱۵۰ وات قرار داده سپس با تنظیم سرعت فن بر روی 1 m/s صبر میکنیم تا دستگاه به حالت پایدار برسد . حال ، دمای صفحه را یادداشت می کنیم . آزمایش را برای سرعت های 2 m/s, 3 m/s تا رسیدن به شرایط پایدار و یکنواخت تکرار نموده و جدول ۲ را کامل میکنیم .

مبدل استوانه ای را در کانال قرار می دهیم. توان هیتر را روی ۱۵۰ وات قرار می دهیم. پس از رسیدن به شرایط پایدار، دمای پایه  $TH$  را می خوانیم . دماسنج را در حفره اول قرار داده پس از رسیدن به تعادل ، دمای  $T1$  را یادداشت کرده و سپس دماسنج را در حفره بعدی قرار می دهیم . دمای  $T2$  و به همین ترتیب  $T3$  را می خوانیم . این عمل را برای سرعت های 1 m/s و 2 m/s نیز تکرار می نماییم . در هر حالت پس از رسیدن به وضعیت پایدار مقادیر دما را در جدول ۳ یادداشت می نماییم . همین آزمایش را برای سطح مثلثی با سه توان متفاوت ۱۰۰ و ۹۰ و ۸۰ وات تکرار میکنیم و جدول ۴ را پر می کنیم .

۵. داده های حاصل از آزمایش به همراه خواسته ها:

🕒 در آزمایش اول ، برای صفحه مربعی سه ستون اول جدول ۱ شامل توان ، دمای صفحه و دمای هوا اندازه گیری شدند .

نحوه ی بدست آوردن دو ضریب جا به جایی تئوری و عملی به شکل زیر است :

$$Gr = \frac{\beta g \rho^2 l^3 (T_H - T_A)}{\mu^2}$$

$$= \frac{\text{اختلاف دما} \times \text{مکعب طول} \times \text{مربع چگالی} \times \text{شتاب گرانش} \times \text{ضریب حجمی انبساط هوا}}{\text{مربع ویسکوزیته هوا}}$$

که خواهیم دید عدد گرافش Gr کمتر از  $10^9$  خواهد بود و به ازای چنین بازه ای رابطه ی زیر برقرار است :

$$h_{\text{تئوری}} = 1.42 \left( \frac{T_H - T_A}{L} \right)^{0.25} \quad h_{\text{عملی}} = \frac{Q}{A(T_H - T_A)}$$

🕒 در آزمایش دوم ، برای صفحه ی مربعی در انتقال حرارت جا به جایی اجباری جدول ۲ حاصل می شود . که سرعت فن ، دمای صفحه و دمای هوا در توان ثابت ۱۵۰ وات اندازه گیری شدند .

نحوه ی بدست آوردن دو ضریب جا به جایی تئوری و عملی در این آزمایش به شکل زیر است :

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad Pr = \frac{c_p \mu}{k} \Rightarrow Nu = 0.453 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \Rightarrow h = \frac{Nu k}{L} \Rightarrow h_{\text{تئوری}} = 2h$$

که در روابط بالا  $\rho$  ،  $\mu$  ،  $k$  ،  $C_p$  خواص در دمای میانگین (میانگین دمای هوای ورودی و دمای صفحه) است و ضریب جا به جایی عملی همانند قسمت قبل بصورت زیر حاصل می شود :

$$h_{\text{عملی}} = \frac{Q}{A(T_H - T_A)} \quad A = 0.1 \times 0.1$$

🕒 برای آزمایش سوم، جدول ۳ را داریم که در آن سرعت و دمای هوا و چهار دمای سطح در توان ثابت ۱۵۰ وات برای سطح استوانه ای شکل، اندازه گیری می شوند.

نحوه ی بدست آوردن ضریب جا به جایی و بازده به شکل زیر است:

$$h = \frac{Q}{A_H(T_H - T_A) + A_C(T_{Cave} - T_A)} \quad T_{Cave} = \frac{T_{C1} + T_{C2} + T_{C3}}{3}$$

$$\eta = \frac{T_{Cave} - T_A}{T_H - T_A} \times 100$$

که  $A_C$ ،  $A_H$  به ترتیب مساحت صفحه و استوانه هستند که داریم:

$$A_H = 0.1 \times 0.1 \quad A_C = \pi(0.006)^2 + 17 \times (2 \times 0.006 \times \pi) \times 0.067$$

🕒 برای آزمایش چهارم، جدول ۴ را خواهیم داشت که در آن سرعت هوا و چهار دمای سطح در توان های ۱۰۰، ۹۰ و ۸۰ وات برای سطح مثلثی اندازه گیری شده است.

روابط بدست آوردن ضریب جا به جایی و بازده ها کاملا مشابه آزمایش سه، به شکل زیر است:

$$h = \frac{Q}{A_H(T_H - T_A) + A_C(T_{Cave} - T_A)} \quad T_{Cave} = \frac{T_{C1} + T_{C2} + T_{C3}}{3}$$

$$\eta = \frac{T_{Cave} - T_A}{T_H - T_A} \times 100$$

که  $A_C$ ،  $A_H$  به ترتیب مساحت صفحه و سطح مثلثی هستند:

همانطور که از شکل ۲ پیداست، ۹ پره ی مثلثی داریم. ابعاد آن به شرح زیر است:

ارتفاع: ۰,۰۶۷ / ضخامت بالا: ۰,۰۰۱ / ضخامت پایه: ۰,۰۰۵ / فاصله ی هر دو پره: ۰,۰۰۵ / طول پره: ۰,۱ متر می باشد.

$$A_C = 9 \times \left( 0.1 \times 0.067 + 2 \times \left( \frac{0.001 + 0.005}{2} \times 0.067 \right) + 0.1 \times 0.001 + 0.005 \right)$$

توان	دمای سطح	دمای هوای ورودی	عدد گرافش	ضریب جابجایی تئوری	ضریب جابجایی واقعی
100	30.2	19.9	324315423	4.52374015	970.873786
120	35.5	20.8	462857934	4.94444645	816.326531
150	44.5	22	708456021	5.49963635	666.666667

جدول ۱. داده ها و نتایج محاسبات آزمایش اول ، سطح مسطح

سرعت هوای ورودی	دمای سطح	عدد رینولدز	عدد پرناتل	عدد ناسلت	ضریب جابجایی تئوری	ضریب جابجایی واقعی
1 m/s	36.8	6250	1.3339E-05	0.84933252	23.7813105	892.857143
2 m/s	34.7	12500	1.3339E-05	1.20113756	33.6318518	1020.40816
3 m/s	31.5	18750	1.3339E-05	1.47108707	41.190438	1304.34783

جدول ۲. داده ها و نتایج محاسبات آزمایش دوم ، سطح مسطح

سرعت هوای ورودی	دمای سطح	دمای هوای ورودی	T1	T2	T3	ضریب جابجایی	بازده
0 m/s	35.5	21.3	26.8	25.9	25.1	428.871688	32.62910798
2 m/s	33.3	20	21.3	20.7	19.5	965.129237	3.759398496
3 m/s	32	20	21.1	19.9	19.2	1219.61849	0.555555556

جدول ۳. داده ها و نتایج محاسبات آزمایش سوم ، سطح استوانه ای

سرعت هوای ورودی	دمای سطح	دمای هوای ورودی	T1	T2	T3	ضریب جابجایی	بازده
0 m/s	72	21.1	36.4	34.8	34.8	72.39116013	27.96332678
1 m/s	66.5	21.1	28	26.7	24.5	144.7826976	11.67400881
2 m/s	64	21.1	26.4	24.4	23.2	182.7743242	8.313908314

سرعت هوای ورودی	دمای سطح	دمای هوای ورودی	T1	T2	T3	ضریب جابجایی	بازده
1 m/s	57.5	21.2	26.4	25.4	23.2	192.2316869	10.46831956
2 m/s	56.9	21.2	25.2	23.6	22.5	234.7909468	7.189542484

سرعت هوای ورودی	دمای سطح	دمای هوای ورودی	T1	T2	T3	ضریب جابجایی	بازده
1 m/s	50.5	21.2	24.9	24.1	22.5	257.6489976	8.987485779
2 m/s	50	21.2	23.7	22.5	21.9	331.3255008	5.208333333

جدول ۴. داده ها و نتایج محاسبات آزمایش چهارم ، سطح مثلی

# آزمایش سیکل تبرید (پمپ حرارتی)

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی آزمایش

استخراج شده است .

اسامی اعضا این گروه :

**تنظیم کننده :**



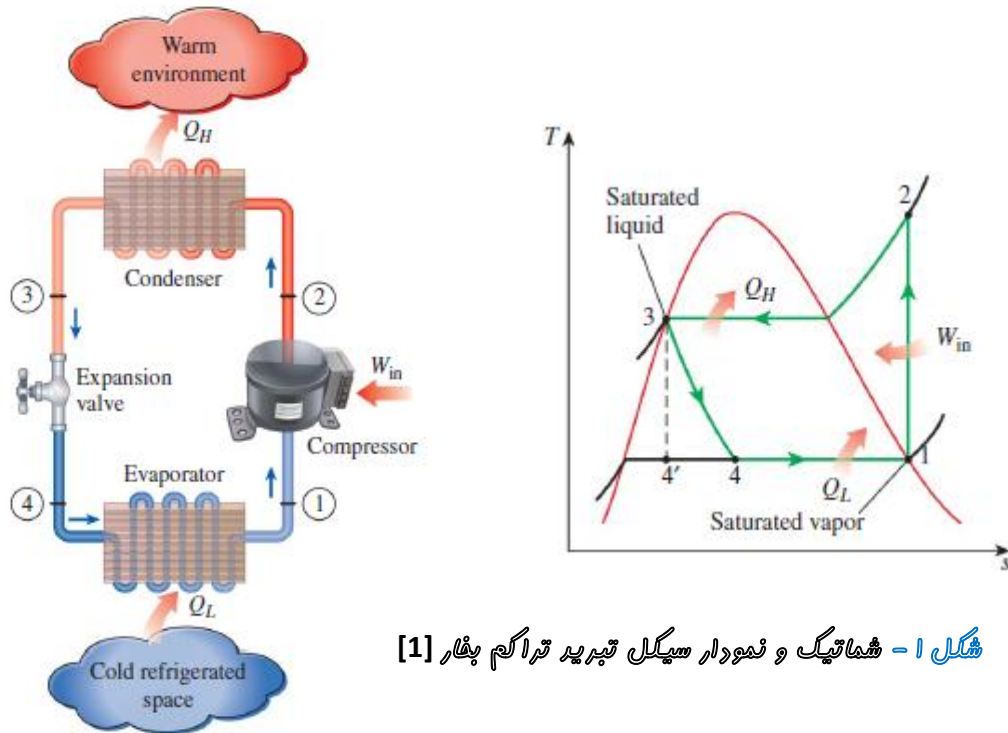
## اهداف آزمایش:

آشنایی با سیکل تبرید R-12 و بررسی روابط ترمودینامیک از روی داده های آزمایش

## ۲. تئوری آزمایش:

دستگاه تبرید وسایلی هستند که قادرند حرارت را از یک جسم یا محیط با دمای پایین به یک جسم یا محیط با دمای بالا انتقال دهند.

شماتیک سیکل ایده آل و نمودار T-S آن (سیکل تبرید تراکم بخار) به شکل زیر است:



شکل ۱ - شماتیک و نمودار سیکل تبرید تراکم بخار [1]

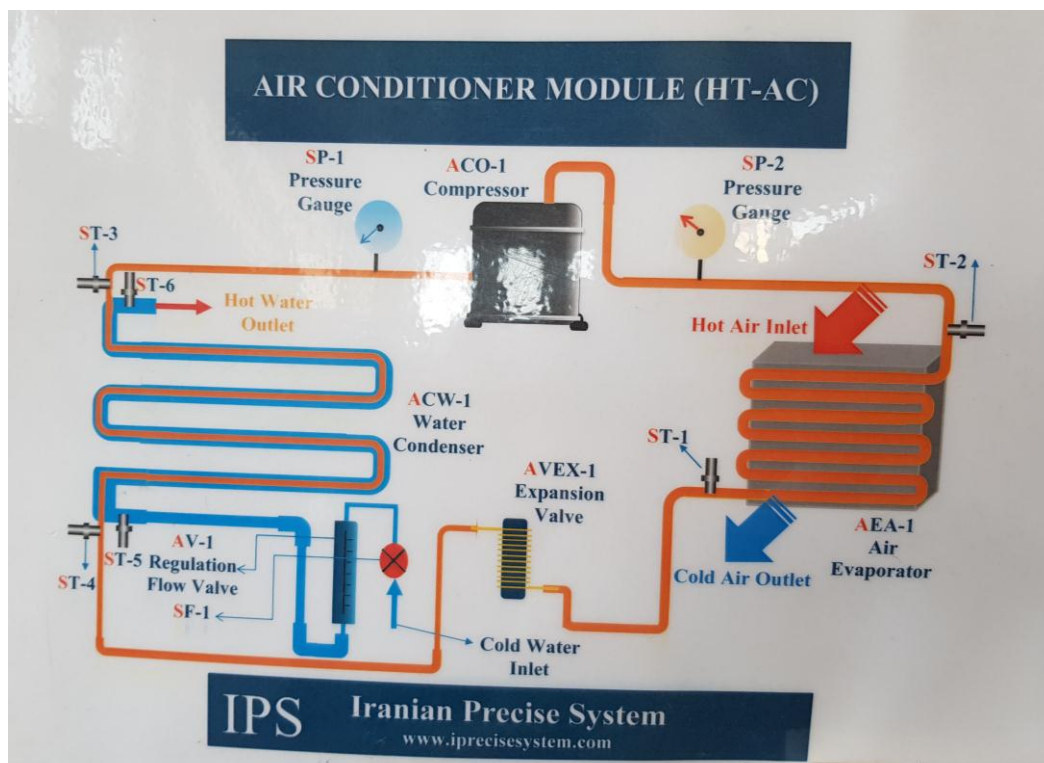
مرحله ۱ تا ۲: تراکم در کمپرسور از بخار اشباع به بخار مافوق گرم (آیزنروپیک)

مرحله ۲ تا ۳: دفع حرارت مبرد به محیط در چگالنده (فشار ثابت)

مرحله ۳ تا ۴: فرآیند انبساط در شیر اختناق (آنتالپی ثابت)

مرحله ی ۴ تا ۱: انتقال حرارت از محیط به مبرد در تبخیر کننده (فشار ثابت)

چرخه ی تبریدی که ما در این آزمایش استفاده کردیم به شکل زیر است:



شکل ۲- چرخه ی تبریدی که ما در این آزمایش استفاده کردیم

در این سیکل فن هوا را بر روی لوله های تبخیر کننده میدمد و گاز درون لوله ها که در دمایی پایین تر از محیط قرار دارد گرما را از هوا میگیرد و به عبارتی هوا را خنک میکند و دمای خود بالا می رود. حالا گاز وارد کمپرسور میشود و فشار آن افزایش میابد. با افزایش فشار، دمای گاز نیز زیاد می شود. پس از آن از کندانسور میگذرد و گرمای خود را به آب می دهد (نحوه ی عملکرد آن بدین صورت است که لوله ی مبرد درون لوله ی ثانویه ای قرار میگیرد که آب درون لوله ی ثانویه در خلاف جهت جریان مبرد، جریان دارد و با مبرد تبادل حرارتی انجام می دهد) و در نهایت با

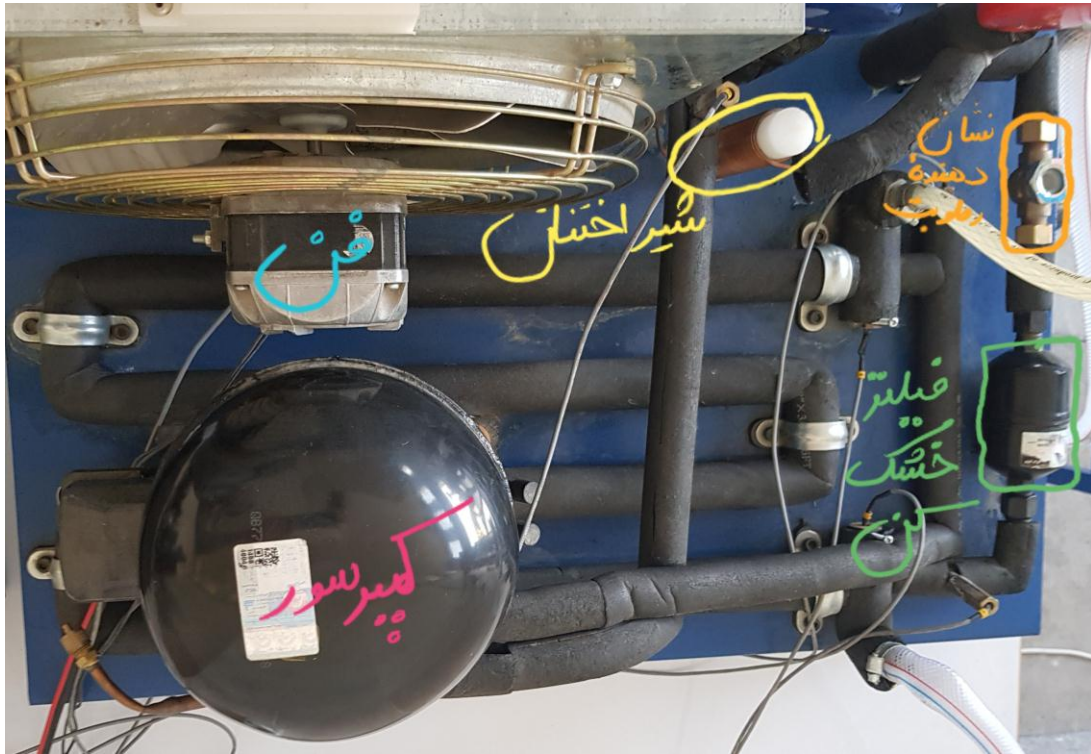
گذر از شیر اختناق فشار مبرد کم و به تبع آن دمای مبرد هم کم می شود . حال باز دمای مبرد با گذر از کندانسور و شیر اختناق پایین تر از دمای محیط است و با ورود دوباره به تبخیر کننده و گرفتن گرمای هوای دمیده شده به وسیله ی فن سیکل را کامل می کند .

### ۳. توضیحی بر تجهیزات :

دستگاه از ده قسمت تشکیل شده است :

- کمپرسور (COMPRESSOR)
- کندانسور (CONDENSOR)
- تبخیر کننده (EVAPORATOR)
- شیر انبساط (EXPANSION VALVE)
- فن (FAN)
- رطوبت گیر (FILTER DRIER)
- نشان دهنده ی رطوبت (MOIASUTE LIQUID INDICATOR)
- دبی سنج یا روتامتر (ROTOMETER)
- ترمومتر (THERMOMETER)
- گیج های فشارسنج (PRESSURE GAGE)

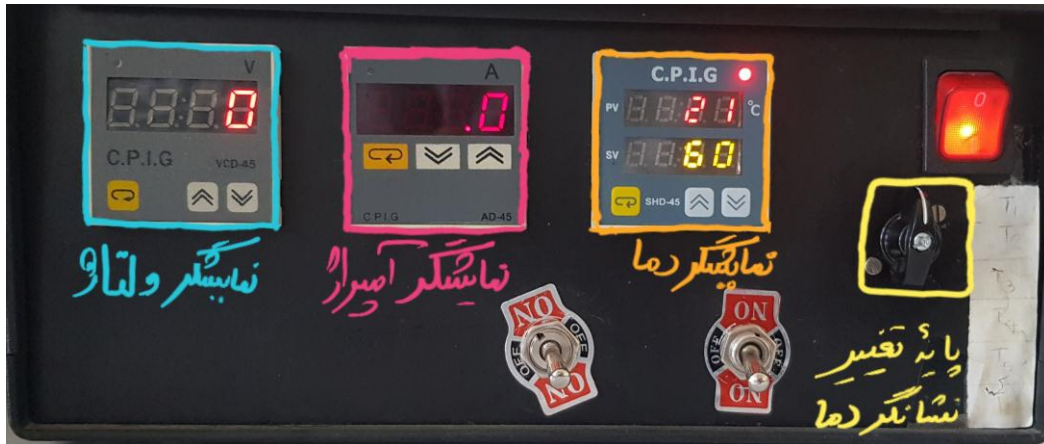
که در سه شکل زیر نشان داده شده است :



شکل ۳-الف قسمت های تشکیل دهنده ی سیکل



شکل ۳-ب قسمت های تشکیل دهنده ی سیکل



شکل ۳-ج قسمت های تشکیل دهنده ی سیکل

#### ۲. روش انجام آزمایش :

در این آزمایش از میرد R-12 استفاده شده است . برای خنک کردن میرد در کندانسور از آب استفاده شده است . به وسیله ی شیر قبل از روتامتر پنج دبی مختلف به اندازه های ۲ و ۳ و ۴ و ۵ و ۷ لیتر بر دقیقه را هر بار تنظیم میکنیم و پس از هر بار تنظیم به مدت ۵ دقیقه منتظر مانده و سپس شش عدد دما سنج ها را به وسیله ی چرخاندن پایه ی نشان داده شده در شکل ۵ بخش (ج) خوانده و در جدولی مطابق جدول ۱ ثبت میکنیم . حاصلضرب آمپر – ولتاژ که بیانگر توان مصرفی سیکل (کمپرسور و فن) است نیز ثبت می شود .

همچنین ، در هر مرحله با خواندن فشارسنج ها فشار بعد و قبل از کمپرسور را بر حسب psi در جدول داده های خود ثبت می کنیم .

این آزمایش را با این پنج دبی مختلف دوباره تکرار میکنیم .



## جدول داده های حاصل از آزمایش:

توان	فشار اوپراتور	فشار کندانسور	دمای خروجی آب	دمای ورودی آب	دمای خروجی کندانسور	دمای ورودی کندانسور	دمای خروجی اوپراتور	دمای ورودی اوپراتور	دبی جرمی مبرد	دبی آب
۳۳۱,۰۲	۳۹	۱۳۵	۳۱	۲۶	۳۸	۴۶	۱۶	۵	۰,۳۱	۲
۳۵۳,۶	۳۷	۱۳۰	۳۰	۲۵	۳۶	۵۰	۱۵	۵	۰,۴۴	۳
۳۵۵,۷	۳۷	۱۲۵	۲۹	۲۵	۳۵	۵۴	۱۶	۵	۰,۴۶	۴
۳۵۳,۶	۳۸	۱۲۵	۲۹	۲۶	۳۴	۵۷	۱۷	۵	۰,۴۲	۵
۳۵۳,۶	۳۷	۱۲۵	۲۸	۲۶	۳۳	۵۹	۱۷	۵	۰,۳۸	۷
۳۵۳,۶	۴۲	۱۴۵	۳۳	۲۶	۴۰	۶۶	۱۶	۷	۰,۳۹	۲
۳۵۳,۶	۴۰	۱۳۵	۳۰	۲۶	۳۶	۶۵	۱۶	۶	۰,۳۳	۳
۳۶۸,۹	۳۹	۱۲۵	۲۸	۲۵	۳۴	۶۴	۱۶	۶	۰,۳۲	۴
۳۶۸,۹	۳۸	۱۲۵	۲۸	۲۵	۳۳	۶۳	۱۶	۵	۰,۴۰	۵
۳۶۸,۹	۳۷	۱۲۰	۲۷	۲۵	۳۲	۶۳	۱۵	۵	۰,۳۷	۷

توان : W      فشارها : psi      دماها : درجه ی سلیسیوس      دبی : لیتر بر دقیقه  
دبی جرمی : کیلوگرم بر دقیقه

هدول ۱ - هدول داده های حاصل از آزمایش

روش یافتن دبی مبرد :

$$\dot{Q}_{\text{مبرد}} = -\dot{Q}_{\text{آب}}$$

$$\dot{m}_{\text{مبرد}} \left( h_{\text{فروهر کندانسور}} - h_{\text{ورودر کندانسور}} \right) = \dot{m}_{\text{آب}} \left( h_{\text{ورودر کندانسور}} - h_{\text{فروهر کندانسور}} \right)$$

"رابطه ی ۱"

آنتالپی و آنترופی مبرد در تمام نقاط مختلف سیکل و آنتالپی آب از جداول ترمودینامیکی

در	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنترופی	آنترופی	آنترופی	آنترופی
دبی	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی	آب	آب	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی
آب	اوپراتور	اوپراتور	کندانسور	کندانسور	ورودی	خروجی	اوپراتور	اوپراتور	کندانسور	کندانسور
۲	۳۵۶,۶۱	۳۶۳,۴۷	۳۷۳,۹۰	۲۳۷,۱۶	۱۰۹,۰۲	۱۲۹,۹۲	۱,۵۸۱۹	۱,۶۰۶۱	۱,۵۶۳۸	۱,۱۲۵۷
۳	۳۵۶,۸۴	۳۶۳,۰۵	۳۷۷,۳۳	۲۳۵,۱۲	۱۰۴,۸۴	۱۲۵,۷۴	۱,۵۸۶۱	۱,۶۰۸۱	۱,۵۷۶۷	۱,۱۱۹۱
۴	۳۵۶,۸۴	۳۶۳,۶۷	۳۸۰,۶۸	۲۳۴,۰۹	۱۰۴,۸۴	۱۲۱,۵۶	۱,۵۸۶۱	۱,۶۱۰۲	۱,۵۸۹۳	۱,۱۱۵۹
۵	۳۵۶,۷۳	۳۶۴,۲۰	۳۸۲,۸۲	۲۳۳,۰۸	۱۰۹,۰۲	۱۲۱,۵۶	۱,۵۸۴	۱,۶۱۰۳	۱,۵۹۵۸	۱,۱۱۲۶
۷	۳۵۶,۸۴	۳۶۴,۳۰	۳۸۴,۲۴	۲۳۲,۰۷	۱۰۹,۰۲	۱۱۷,۳۸	۱,۵۸۶۱	۱,۶۱۲۴	۱,۶۰۰۱	۱,۱۰۹۳
۲	۳۵۷,۵۲	۳۶۳,۱۷	۳۸۷,۵۵	۲۳۹,۲۲	۱۰۹,۰۲	۱۳۸,۲۸	۱,۵۸۰۴	۱,۶۰۰۳	۱,۶۰۱۱	۱,۱۳۲۱
۳	۳۵۷,۱۲	۳۶۳,۳۷	۳۸۷,۶۷	۲۳۵,۱۲	۱۰۹,۰۲	۱۲۵,۷۴	۱,۵۸۲۱	۱,۶۰۴۱	۱,۶۰۵۷	۱,۱۱۹۱
۴	۳۵۷,۲۳	۳۶۳,۴۷	۳۸۷,۷۹	۲۳۳,۰۸	۱۰۴,۸۴	۱۱۷,۳۸	۱,۵۸۴۱	۱,۶۰۶۱	۱,۶۱۰۷	۱,۱۱۲۶
۵	۳۵۶,۷۳	۳۶۳,۵۷	۳۸۷,۰۸	۲۳۲,۰۷	۱۰۴,۸۴	۱۱۷,۳۸	۱,۵۸۴	۱,۶۰۸۱	۱,۶۰۸۶	۱,۱۰۹۳
۷	۳۵۶,۸۴	۳۶۳,۰۵	۳۸۷,۴۹	۲۳۱,۰۶	۱۰۴,۸۴	۱۱۳,۲۰	۱,۵۸۶۱	۱,۶۰۸۱	۱,۶۱۲۳	۱,۱۰۶۱

جدول ۲- جدول آنتالپی ها و آنترופی ها [2]


بررسی قانون اول ترمودینامیک برای اجزا مختلف سیکل برای یک حالت

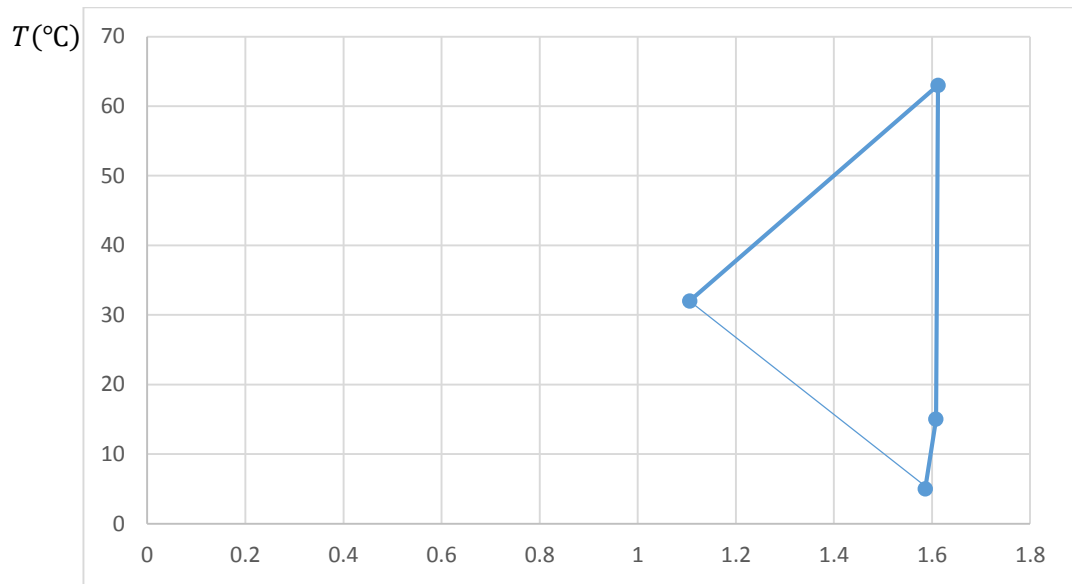
در	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنتالپی	آنترופی	آنترופی	آنترופی	آنترופی
دبی	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی	آب	آب	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی
آب	اوپراتور	اوپراتور	کندانسور	کندانسور	ورودی	خروجی	اوپراتور	اوپراتور	کندانسور	کندانسور
۷	۳۵۶,۸۴	۳۶۳,۰۵	۳۸۷,۴۹	۲۳۱,۰۶	۱۰۴,۸۴	۱۱۳,۲۰	۱,۵۸۶۱	۱,۶۰۸۱	۱,۶۱۲۳	۱,۱۰۶۱

جدول ۳- جدول آنتالپی ها و آنترופی ها در دبی ۷ لیتر بر دقیقه

در جدول بالا می بینیم که آنترופی خروجی اوپراتور (ورودی کمپرسور) با آنترופی ورودی کندانسور (خروجی کمپرسور) بسیار بهم نزدیک اند که گواه بر بازگشت پذیری کمپرسور است. دبی مبرد در این حالت با توجه به جدول ۱، ۰,۳۷ بدست آمد و قانون اول ترمودینامیک بدین صورت خواهد بود:

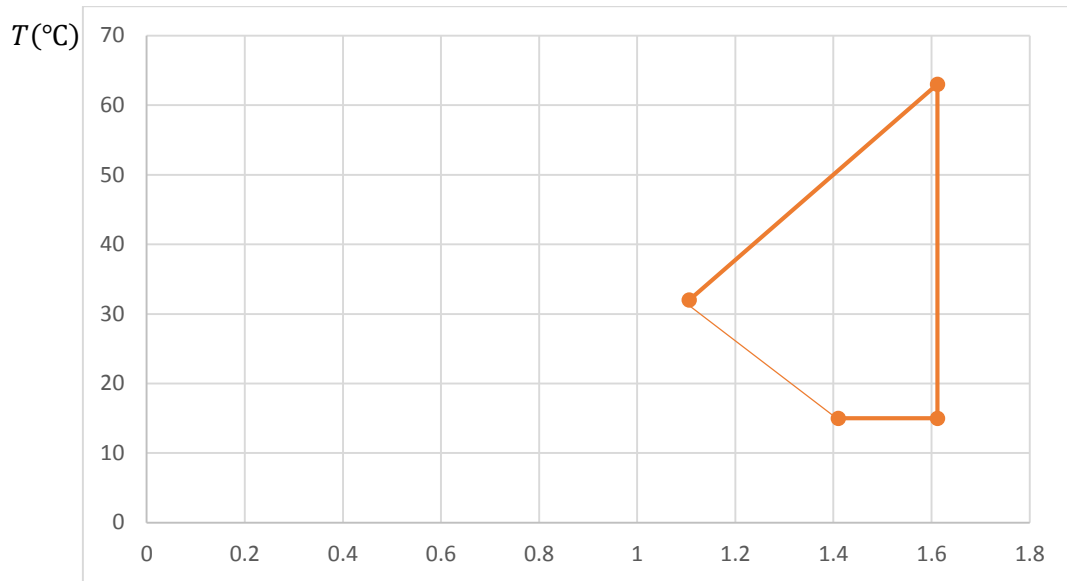
- اوپراتور:  $0.37 \times (363.05 - 356.84) = 2.30 \frac{KJ}{Kg}$  = نرغ تبادل گرما
- کمپرسور:  $-0.37 \times (387.49 - 363.05) = -9.04 \frac{KJ}{Kg}$  = نرغ کار
- کندانسور:  $0.37 \times (231.06 - 387.49) = -57.88 \frac{KJ}{Kg}$  = نرغ تبادل گرما
- شیر اختناق:  $0.37 \times (356.84 - 231.06) = 46.54 \frac{KJ}{Kg}$  = نرغ تبادل گرما

رسم منحنی T-S ایده آل و واقعی سیکل تبرید برای حالت بررسی شده 



نمودار ۱-الف منحنی T-S واقعی  $S \left( \frac{KJ}{Kg.K} \right)$





نمودار ۱-ب منفی T-S ایده آل

$$S \left( \frac{KJ}{Kg.K} \right)$$

### بازده کل و بازده آیزنتروپیک کمپرسور

در	آنتالپی با	آنتالپی	آنتالپی	نرخ کار	نرخ کار	نرخ کار	بازده	بازده
دبی	اعمال	قبل	بعد	آیزنتروپیک	تئوری	واقعی		آیزنتروپیک
آب	آیزنتروپیک	کمپرسور	کمپرسور					
۲	401.97	363.47	373.9	198.92	53.89	331.02	16.28	60.092039
۳	402.28	363.05	377.33	287.69	104.72	353.6	29.61	81.359351
۴	402.59	363.67	380.68	298.39	130.41	355.7	36.66	83.887171
۵	402.6	364.2	382.82	268.8	130.34	353.6	36.86	76.0181
۷	402.77	364.3	384.24	243.64	126.29	353.6	35.71	68.903658
۲	409.77	363.17	387.55	302.9	158.47	353.6	44.82	85.661765
۳	401.8	363.37	387.67	211.36	133.65	353.6	37.80	59.77517
۴	402.27	363.47	387.79	206.93	129.71	368.9	35.16	56.094696
۵	402.43	363.57	387.08	259.07	156.73	368.9	42.47	70.2268
۷	402.57	363.05	387.49	243.71	150.71	368.9	40.85	66.06307

جدول ۳- جدول بازده

نحوه ی محاسبه ی بازده مطابق رابطه ی (۲) است :

$$\text{بازده} = \frac{\text{نرخ کار تئوری یا آیزنتروپیک}}{\text{نرخ کار واقعی}}$$

"رابطه ی ۲"

بدین صورت که نرخ کار واقعی همان حاصل ضرب شدت جریان (آمپراژ) در اختلاف پتانسیل (ولتاژ) است و نرخ کار تئوری اختلاف آنتالپی های بعد و قبل کمپرسور در دبی جرمی مبرد است که باید توجه داشت دبی جرمی مبرد ذکر شده در جدول ۱ بر حسب کیلوگرم بر دقیقه است که با تقسیم آن بر ۶۰ به کیلوگرم بر ثانیه تبدیل می شود . همچنین نرخ کار واقعی ( که حاصل از ضرب آمپراژ در ولتاژ بود) بر حسب وات ولی نرخ کار تئوری (که حاصل از ضرب دبی جرمی در اختلاف آنتالپی بود) بر حسب کیلووات خواهد بود که نیاز است در ۱۰۰۰ ضرب شود تا به وات تبدیل شود . اکنون حاصل تقسیم نرخ کار تئوری بر نرخ کار واقعی بازده است .

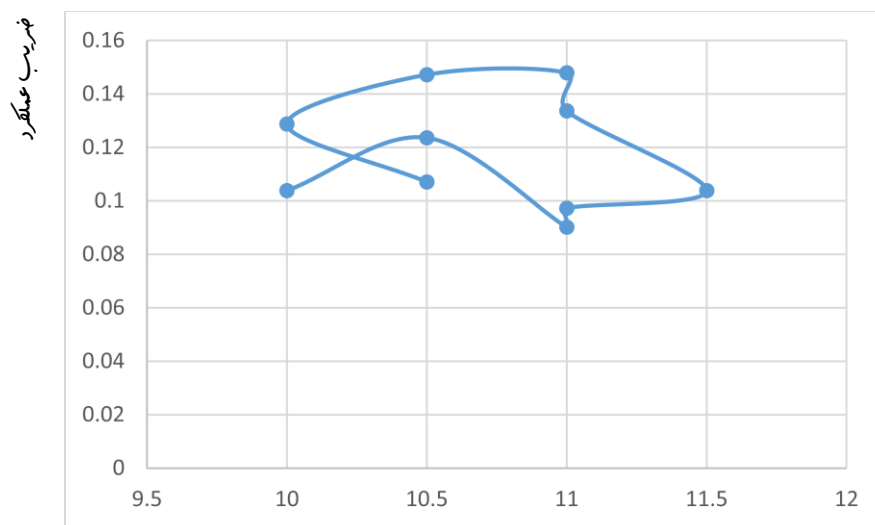
اگر بجای آنتالپی بعد کمپرسور با فرض آیزنتروپیک بودن کمپرسور ( ثابت بودن آنتروپی و عدم تبادل حرارت) ، آنتروپی بعد کمپرسور را برابر آنتروپی قبل کمپرسور در نظر بگیریم و با داشتن فشار بعد کمپرسور (فشار کندانسور) می توان آنتالپی آدیاباتیک کمپرسور را بدست آورد . حاصل ضرب تفاضل این آنتالپی با آنتالپی قبل کمپرسور در دبی جرمی ، نرخ کار آیزنتروپیک را نتیجه میدهد که این عدد نیازمند ضرب شدن در ۱۰۰۰/۶۰ دارد که واحد آن به وات تبدیل شود . حاصل تقسیم نرخ کار آیزنتروپیک بر نرخ کار واقعی بازده آیزنتروپیک است .

مقادیر انواع نرخ کار توضیح داده شده بر حسب وات و دو نوع بازده تعریف شده برای تمامی مراحل انجام شده در طی آزمایش به ازای دبی های آب ورودی به سیکل در جدول ۴ نشان داده شده است .

## ضریب عملکرد حرارتی سیکل و نمودار تغییرات آن بر حسب دمای متوسط کندانسور

دمای میانگین اوپراتور	نرخ کار ورودی کمپرسور	نرخ تبادل گرمای اوپراتور	آنتالپی ورودی اوپراتور	آنتالپی خروجی اوپراتور	دبی سیکل تبرید
10.5	331.02	35.44333333	356.61	363.47	0.107073
10	353.6	45.54	356.84	363.05	0.12879
10.5	355.7	52.36333333	356.84	363.67	0.147212
11	353.6	52.29	356.73	364.2	0.147879
11	353.6	47.24666667	356.84	364.3	0.133616
11.5	353.6	36.725	357.52	363.17	0.10386
11	353.6	34.375	357.12	363.37	0.097214
11	368.9	33.28	357.23	363.47	0.090214
10.5	368.9	45.6	356.73	363.57	0.123611
10	368.9	38.295	356.84	363.05	0.103809

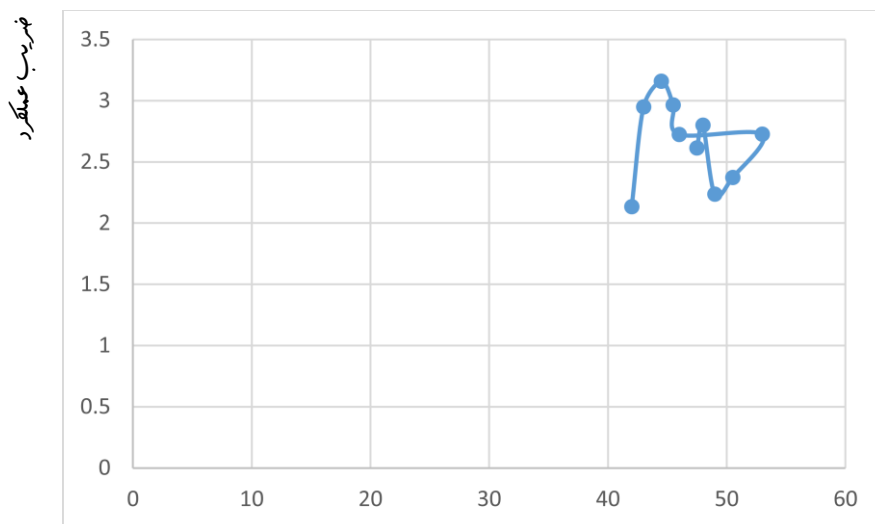
### جدول ۵-الف جدول ضریب عملکرد سیکل تبرید



دمای متوسط اوپراتور - نمودار ۲ - الف منحنی ضریب عملکرد سیکل تبرید  
T(°C)

دبی	آنتالپی	آنتالپی	نرخ تبادل	نرخ کار	دمای	ضریب عملکرد
آب	خروجی	ورودی	گرمای	ورودی	میانگین	پمپ حرارتی
	کندانسور	کندانسور	کندانسور	کمپرسور	کندانسور	
۲	237.16	373.9	706.49	331.02	42	2.134282
۳	235.12	377.33	1042.87333	353.6	43	2.949302
۴	234.09	380.68	1123.85667	355.7	44.5	3.159563
۵	233.08	382.82	1048.18	353.6	45.5	2.96431
۷	232.07	384.24	963.743333	353.6	46	2.725518
۲	239.22	387.55	964.145	353.6	53	2.726654
۳	235.12	387.67	839.025	353.6	50.5	2.372808
۴	233.08	387.79	825.12	368.9	49	2.236704
۵	232.07	387.08	1033.4	368.9	48	2.801301
۷	231.06	387.49	964.651667	368.9	47.5	2.614941

چرخه ۵-ب چرخه ضریب عملکرد پمپ حرارتی



دمای متوسط کندانسور نمودار ۲-ب منحنی ضریب عملکرد پمپ حرارتی  
T(°C)

نحوه ی محاسبه ی ضریب عملکرد حرارتی سیکل مطابق رابطه ی زیر است :

$$\text{ضریب عملکرد} = \frac{\text{نرخ گرما انتقالی}}{\text{نرخ کار سیکل}} \quad \text{"رابطه ی ۳"}$$

نرخ گرمای انتقال یافته از محیط به مبرد در اوپراتور برابر حاصل ضرب تفاضل آنتالپی خروجی مبرد از اوپراتور از آنتالپی ورودی مبرد به اوپراتور است در دبی جرمی مبرد است که واحد آن کیلوژول بر حسب دقیقه خواهد بود و برای تبدیل شدن به وات باید در  $1000/60$  ضرب شود. اکنون تقسیم نرخ گرمای انتقالی از اوپراتور به نرخ کار سیکل (که برابر حاصل ضرب آمپراژ در ولتاژ کمپرسور است) ضریب عملکرد حرارتی سیکل تیرید را نتیجه می دهد که در جدول ۵ - الف به ازای هر دبی آب ورودی به کندانسور که آزمایش انجام شد ، گزارش شده است و در نمودار ۲ - الف بر حسب دمای میانگین اوپراتور رسم شده است .

وبصورت مشابه اگر نرخ گرمای انتقال یافته از مبرد به آب در کندانسور را بدست آورده و بر نرخ کار سیکل (که برابر حاصل ضرب آمپراژ در ولتاژ کمپرسور است) ضریب عملکرد پمپ حرارتی را نتیجه می دهد که در جدول ۵ - ب به ازای هر دبی آب ورودی به کندانسور که آزمایش انجام شد ، گزارش شده است و در نمودار ۲ - ب بر حسب دمای میانگین اوپراتور رسم شده است .

### دبی سنج (روناتر) و رابطه ی آن

در روناترها (دبی سنج های با سطح متغیر) جریان سیال مطابق شکل میانی به صورت قائم، از پایین به بالا از درون یک لوله شفاف مخروطی عبور داده می شود. در داخل این مخروط یک شناور قرار دارد که جرم حجمی (چگالی) آن از جرم حجمی سیال بیشتر است. افزایش دبی سیال باعث حرکت شناور به سمت بالا می شود. بنابراین موقعیت شناور معیاری از مقدار دبی سیال خواهد بود. دبی حجمی عبوری از یک روناتر طبق رابطه

زیر با سایر پارامترها مرتبط است:

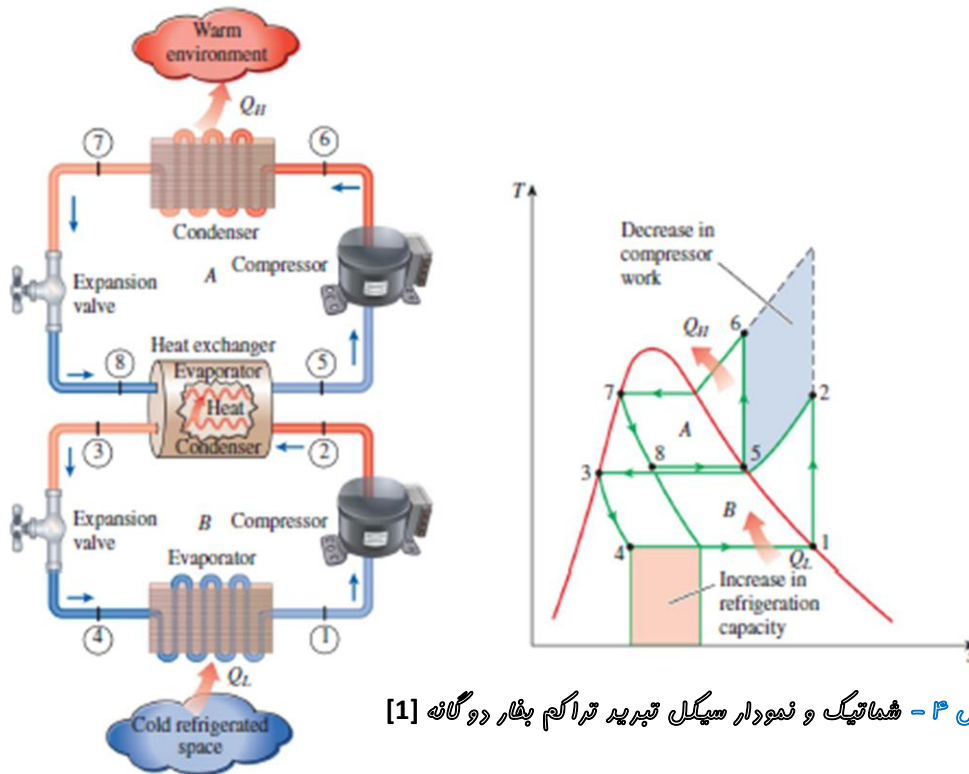
$$Q = CA_r \sqrt{\frac{2gV_f(\rho_f - \rho)}{A_f \rho}}$$

که در آن C ضریب تجربی،  $A_r$  سطح بین گوی و بدنه مخروطی (که این سطح تابع موقعیت قرارگیری شناور است)،  $V_f$  حجم گوی،  $\rho_f$  جرم حجمی گوی،  $\rho$  جرم حجمی سیال و  $A_f$  سطح پیشانی گوی (سطحی که از نمای بالا دیده می شود) هستند. [3]

## تأثیر نوع مبرد بر عملکرد سیکل را بیان نموده و توضیح دهید که آیا مبرد R-12 برای سرمایش های زیر ۴۰ درجه ی سیلیسیوس مناسب است یا نه ؟ چگونه میتوانید با استفاده از دو سیکل تبرید به دماهای خیلی پایین دست یابید ؟

سیال مبرد باید از نقطه ی انجمادش دور باشد تا در کندانسور منجمد نشود و هرچه دارای گرمای نهان تبخیر ( $h_{fg}$ ) بالاتری باشد میتواند هنگام عبور از اوپراتور گرمای بیشتری جذب کند. با مراجعه به جداول ترمودینامیکی مشاهده میکنیم که در فشار پایین سیکل (۳۷psi) دمای انجماد مبرد R-12 در حدود ۱۰- درجه است که مینیمم دمای سیکل به ۵ درجه ی سیلیسیوس رسید پس به اندازه ی کافی از نقطه ی انجماد خود دور است و همچنین نقطه ی بحرانی این مبرد ۱۱۲ درجه ی سیلیسیوس است (جایی که گرمای نهان تبخیر صفر است) پس ۴۰ درجه ی سیلیسیوس می تواند دمای کاری این مبرد باشد.

با موازی بستن دو سیکل تبرید مطابق شکل زیر به صورتیکه اوپراتور سیکل ثانویه کندانسور سیکل اولیه باشد (گرمای کندانسور سیکل اولیه در اوپراتور سیکل ثانویه جذب شود) می توان به دماهای پایین تری دست یافت.



شکل ۴ - شماتیک و نمودار سیکل تبرید تراکم بخار دوگانه [1]

## 📌 خصوصیات یک مبرد را بیان کنید .

دارای نقطه ی انجماد پایین / گرمای نهان تبخیر (h<sub>fg</sub>) بالا / غیر سمی و بد بو نبودن / زیست پذیری

## 📌 تفاوت مبردهای آمونیاک ، لیتیم برماید ، فرئون ۱۲ و R-12 در چیست؟

در ابتدا باید گفت که R-12 نام دیگر فرئون ۱۲ است . در واقع R مخفف refrigerator به معنای مبرد است و ۱۲ در حقیقت یک عدد سه رقمی ۰۱۲ است که ۰ بیان کننده ی گروه کربنی (در اینجا متان) ، رقم دوم (۱) تعداد اتم هیدروژن بعلاوه ی ۱ است ( که در اینجا نتیجه می شود اتم هیروژنی در این مبرد وجود ندارد) و رقم سوم تعداد فلئور هاست ( در اینجا دو فلئور داریم) و سایر ظرفیت های باقیمانده با اتم های کلر پر شده اند . بنابراین فرئون ۱۲ یا R-12 به فرمول شیمیایی CF<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub> است . [4] آمونیاک (NH<sub>3</sub>) و فرئون :

یکی از مزایای اصلی آمونیاک بوی آن می باشد که باعث می شود در صورت وجود هر گونه نشتی در سیستم به راحتی قابل شناسایی و رفع باشد که البته همین خاصیت این مبرد می تواند یک ضعف هم باشد چرا که گاز آمونیاک خاصیت سمی دارد و در صورت تنفس طولانی مدت باعث مشکلات تنفسی می گردد. یکی دیگر از مزایای آمونیاک غیر قابل اشتعال و احتراق بودن این گاز می باشد. همچنین قیمت این مبرد بسیار ارزانتر از فریون ها می باشد. گاز آمونیاک از نظر زیست محیطی کاملاً قابل قبول بوده و در تخریب لایه ازن و گرمای جهانی نقش ندارد. یکی دیگر از مهمترین مزایای گاز آمونیاک کیفیت بالاتر ترمودینامیکی از به نسبت سایر مبردها می باشد یعنی خاصیت انتقال حرارت بهتری نسبت به سایر مبردها دارد، به صورتی که در صورت استفاده از این مبرد در شرایط مساوی هزینه های برق تا ۲۰ درصد کاهش پیدا می کند و همچنین دامنه دمایی این مبرد بسیار گسترده تر بوده و دستیابی را دماهای بالا و پایین ممکن است.

گازهای خانواده فریون تقریباً بدون بو بوده و نشتی های به وجود آمده به تخلیه کامل گاز از سیستم می انجامد. خانواده گازهای فریون، یک خانواده بزرگ است که البته می توان آنها را به دو دسته کلی تقسیم کرد : دسته اول گازهای قدیمی مانند R-11 ، R-12 ، R-22 و دسته دوم شامل گازهای جدید است که از نظر زیست محیطی تخریب کمتری را در لایه ازن ایجاد می کند مانند R-404A ، R-134A و ...

در سیستم های تبرید با مبرد های فریون معمولاً نیازی به اپراتور نمی باشد، سیستم به شکل اتوماتیک اداره می شود که به عنوان یک مزیت برای واحدهای تجاری و نیمه صنعتی محسوب می شود. همچنین مبردهای فریون با مس سازگارند و میتوان مبدل های حرارتی ساخته شده از مس نیز مورد استفاده قرار بگیرد. یکی از نقاط ضعف سیکل های فریونی عمر مفید نسبتاً کوتاه تر تجهیزات از سیستم های آمونیاکی می باشد.

در یک جمع بندی کلی از نظر فنی و مالی در واحد های تجاری و تهویه مطبوع مبردهای فریون توجیه پیدا می کند و در واحد های نیمه صنعتی بسته به شرایط می توان از هر دو نوع مبرد استفاده کرد، اما در واحد های صنعتی مبرد آمونیاک چه از نظر فنی و چه از نظر مالی توجیه پذیرتر می باشد. [5]

لیتیم برماید (LiBr) :

لیتیم برمید در چیلرهای جذبی برای تولید سرما از برمید لیتیم استفاده می‌شود .

کارکرد سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی یکسان می‌باشد و هر دو با استفاده از دمای بخار بسیار پایین مبرد کار می‌کنند، در هر دو نمونه مبرد جهت بخار شدن در فشار معین به اندازه گرمای نهان خود از محیط اطراف گرما را جذب می‌نماید و باعث خنک شدن آن می‌گردد. تفاوت اصلی این دو روش در تبدیل دوباره مبرد گازی به حالت مایع جهت تکرار چرخه تبرید می‌باشد، تبرید جذبی از روشی استفاده می‌نماید که بتواند با استفاده از حرارت این عمل را انجام دهد.

چرخه تبرید جذبی را می‌توان به سه مرحله به شرح ذیل تقسیم نمود:

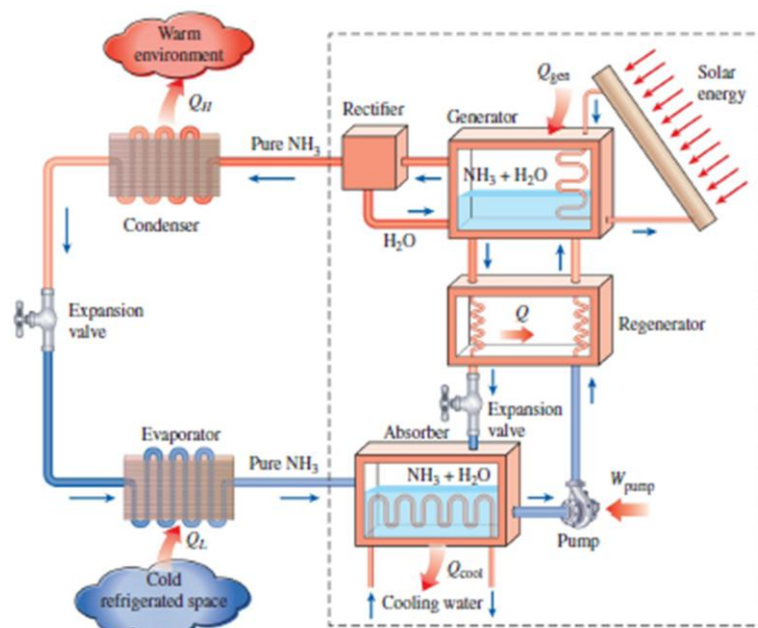
۱. تبدیل مایع به بخار: مبرد مایع در یک محیط با فشار نسبی پایین تبدیل به بخار می‌شود و محیط اطراف را خنک می‌نماید. به دلیل فشار پایین دمای بخار مبرد در حد مورد نیاز پایین می‌باشد.

۲. مبرد گازی توسط مایعی دیگر جذب می‌گردد. (به طور مثال جذب آب توسط لیتیوم بروماید)

۳. محلول جذب‌کننده و مبرد حرارت داده می‌شود که این عمل سبب بخار و جدا شدن مبرد از جذب‌کننده می‌شود. پس از این مرحله مبرد وارد کندانسور شده و با از دست دادن حرارت خود جهت تکرار چرخه تبرید تبدیل به مایع می‌گردد.

در چرخه تبرید تراکمی با استفاده از یک انرژی خارجی مانند الکتریسیته فشار مبرد در کمپرسور افزایش می‌یابد و سبب می‌شود تا ضمن تبدیل مبرد به حالت مایع، دما آن نیز جهت تبادل گرمایی در کندانسور بالا رود و پس از پایین آمدن دمای آن با عبور از یک شیر انبساط به محیط کم فشار وارد می‌شود و با بخار شدن در محیط کم فشار آن را خنک نماید. مبرد بخار شده جهت تکرار چرخه مجدداً وارد کمپرسور می‌گردد. [6]





شکل ۴ - شماتیک و سیکل چیلر جذبی آب-آمونیاک [1]

## منظور از CFC و HFC چیست؟

منظور از CFC در واقع Chlorofluorocarbon است که دارای سه نوع اتم کربن، فلئور و کلر است که کلر به علت شکستن پیوندهای  $O_3$  موسوم به اوزون مخرب لایه اوزون اتمسفر است و منظور از HFC در واقع Hydrofluorocarbon است که شامل اتم های کربن، فلئور و هیدروژن است که به علت عدم اتم کلر زیست پذیر تر است.

## افت های مختلف را در سیکل بررسی کنید.

مشهودترین افت در سیکل تبادل حرارتی لوله ی ماریجی یا همان شیر اختناق بود که در حالت ایده آل عایق و بنابراین آدیاباتیک در نظر گرفته می شود. همچنین مبرد درون کمپرسور نیز با محیط پیرامون کاملاً ایزوله نیست و تبادل حرارتی دارد که عموماً نادیده گرفته میشود. افت لوله ها و افت انرژی الکتریکی را نیز میتوان از دسته افت های معمول هر آزمایشی دانست که این آزمایش نیز از این امر مستثنا نبود.

[1] : Cengel ,Y.A., Boles , M . A.,*Thermodynamics : An engineering approach* . New York : McGraw - Hill Education

[2] : داده های جدول استخراج شده از درگاه اینترنتی : <http://www.ethermo.us>

[3] : جعفر کاظمی . ف . (۱۳۹۰) . *ابزار دقیق مقدماتی* . ویرایش اول . دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب . تهران . ایران . صفحه ۱۴۵

[4] : *ANSI/ASHRAE Standard 34-2001 , "Designation and safety classification of refrigerants "* , 2010

[5] : بروودت کار اطلس (بی تا) . *آمونیاک یا فریون [یادداشت وبسایت]* . بازیابی شده از : <http://broudat-kar.com>

[6] : *سرمایش جذبی (۱۳ اکتبر ۲۰۱۸)* . در ویکی پدیای فارسی . از درگاه اینترنتی :

[https://fa.wikipedia.org/wiki/سرمایش\\_جذبی](https://fa.wikipedia.org/wiki/سرمایش_جذبی)

# آزمایش دیگ مارست

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی آزمایش استخراج شده است .

اسامی اعضا این گروه :

**تنظیم کننده :**

## اهداف آزمایش:

- بررسی رابطه ی فشار و دمای آب در ناحیه اشباع و مقایسه آن با جداول استاندارد
- صحت معادله ی کلاپرون
- مقایسه  $(dp/dT)_{sat}$  اندازه گیری شده در آزمایشگاه با مقادیر مشابه در جداول استاندارد
- تعیین رابطه ی تجربی بین فشار و دما در ناحیه ی اشباع
- محاسبه ی  $h_{fg}$  و  $S_{fg}$  برای مقادیر فشار بدست آمده و مقایسه با جداول استاندارد

## آه تئوری آزمایش:

با اندازه گیری دما و فشار در دیگی مجهز به هیتر و تجهیزات اندازه گیری مرسوم به دیگ مارست می‌خواهیم به ازای هر دما و فشاری از رابطه ی کلاپرون استفاده کنیم و تغییرات آنتالپی و آنتروپی آب در حالت اشباع را محاسبه کنیم .

در ادامه به نحوه ی انجام آزمایش و بررسی معادله ی کلاپرون و چگونگی استفاده از آن برای بدست آوردن تغییرات آنتالپی و آنتروپی خواهیم پرداخت .

۳. توضیح بر تجهیزات:

دستگاه به شکل زیر است:



شکل ۱ دیگ مارست و تجهیزات اندازه گیری

دیگ را تا نصفه از آب پر می کنیم . هیتر را روشن و دریچه ی خروجی هوا و بخار آب را پس از مدتی باز میکنیم و اجازه می دهیم به علت اختلاف فشار داخل دیگ و هوای آزاد ، هوای داخل دیگ به بیرون آید . پس از مدتی از خروجی ، آب جوشیده به بیرون می پاشد . پس هوا کاملا تخلیه شده است و ما شیر خروجی را می بندیم .

تنظیم کننده ی دما را روی ۱۸۵ درجه سیلیسیوس تنظیم کرده که این دما کمی بالاتر از نقطه ی جوش آب در فشار ۱۰ بار است .

دما و فشار بخار را به ازای هر ۰,۵ بار تغییر یادداشت می کنیم .

به هنگام رسیدن دما به ۱۸۵ درجه ی سیلیسیوس هیتر را خاموش و اجازه میدهیم تا فشار پایین بیاید .

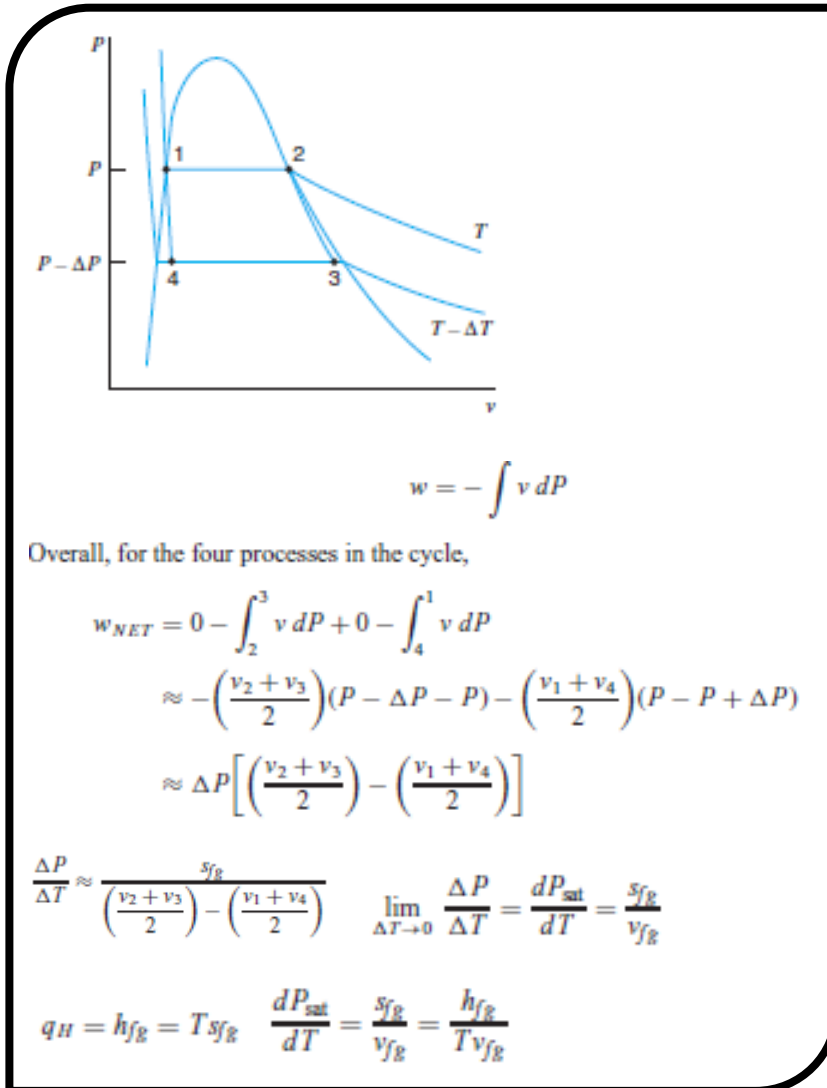
باز هم به ازای هر ۰,۵ بار تغییر فشار ، دما را یادداشت می کنیم .

این کار تا رسیدن به فشار آغازین ادامه می دهیم و در نهایت دستگاه را خاموش می کنیم .

فشار (بار)	دما (°C)				$\frac{dT}{dP}$	$\frac{T\nu_{fg}}{h_{fg}}$
	کاهش	میانگین	افزایش	میانگین		
1.6	7.5	119		113	0.075	0.17648756
2.1	6.2	126.5	3	116	0.092	0.15388409
2.6	5.4	132.7	9	125	0.144	0.12721573
3.1	4.7	138.1	6.6	131.6	0.113	0.11014933
3.6	4.3	142.8	5.2	136.8	0.095	0.09821259
4.1	4	147.1	4.8	141.6	0.088	0.08863015
4.6	3.7	151.1	4.6	146.2	0.083	0.08066036
5.1	3.4	154.8	3	149.2	0.064	0.07506613
5.6	3.2	158.2	3.7	152.9	0.069	0.06967586
6.1	3	161.4	4.6	157.5	0.076	0.06431621
6.6	2.9	164.4	3.1	160.6	0.06	0.06047864
7.1	2.6	167.3	2.8	163.4	0.054	0.05715751
7.6	2.6	169.9	2.7	166.1	0.053	0.05427301
8.1	2.4	172.5	2.7	168.8	0.051	0.05158442
8.6	2.3	174.9	2.6	171.4	0.049	0.04920117
9.1	2.2	177.2	2.4	173.8	0.046	0.04709358
9.6	2	179.4	2.4	176.2	0.044	0.04733501
10.1	1.1	181.4	2.3	178.5	0.034	0.04535109
10.6	0.2	182.5	2.1	180.6	0.023	0.04356005
11.1		182.7	2.1	182.7	0.021	0.04227297

جدول ۱ داده‌های حاصل از آزمایش

اختلافاتی بین داده‌های حاصل از آزمایش‌ها (ستون ۶) و جداول ترمودینامیکی (ستون آخر) دیده می‌شود که ناشی از دقت اندازه‌گیری است. دمای قرائت شده در آزمایش‌ها دمای میانگین است و دمای دقیقی نیست، پس طبیعتاً داده‌های این آزمایش با داده‌های حاصل از آزمایش‌های مشابه متفاوت خواهد بود.



شکل ۲ اثبات رابطه ی کلاپیرون

اثبات رابطه ی کلاپیرون را در بالا می بینیم .

همانطور که ملاحظه می شود ، می توان با ضرب  $v_{fg}$  در اختلاف آنتروپی  $S_{fg}$  را شاهد خواهیم بود و البته با ضرب  $T v_{fg}$  در اختلاف آنتالپی  $h_{fg}$  حاصل می گردد .

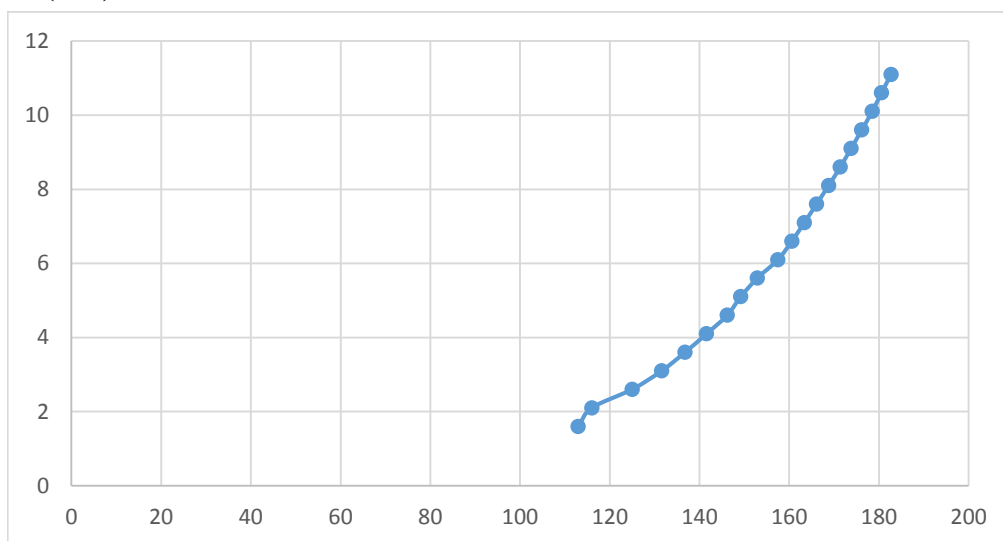


فشار (بار)	$\frac{dT}{dP}$	$v_{fg}$	آزمایش		جداول	
			$h_{fg}$	$S_{fg}$	$h_{fg}$	$S_{fg}$
1.6	0.075	1.003744	5208.09303	13.3832533	2213.2267	5.7361
2.1	0.092	0.85783854	3677.51652	9.32433196	2198.6127	5.6276
2.6	0.144	0.6889314	1923.26683	4.78424583	2177.014	5.4748
3.1	0.113	0.5830255	2105.08322	5.1595177	2159.5628	5.3577
3.6	0.095	0.51012045	2217.41305	5.36968895	2144.8802	5.2631
4.1	0.088	0.45241566	2146.40384	5.14108705	2131.1431	5.1778
4.6	0.083	0.40501099	2058.23657	4.87965048	2117.938	5.0984
5.1	0.064	0.37210726	2471.8969	5.81417594	2107.4939	5.0376
5.6	0.069	0.34070322	2116.80392	4.93772783	2096.2708	4.9738
6.1	0.076	0.30979866	1763.40658	4.07629816	2083.7501	4.8168
6.6	0.06	0.28789502	2090.35776	4.79825033	2073.8142	4.7603
7.1	0.054	0.26909154	2185.12297	4.98317667	2064.4118	4.7079
7.6	0.053	0.25288825	2104.93682	4.77147642	2055.5642	4.6595
8.1	0.051	0.23788491	2070.06516	4.66441	2046.6127	4.6116
8.6	0.049	0.22468169	2046.43752	4.58534061	2038.0703	4.5665
9.1	0.046	0.21307862	2078.21137	4.63214391	2029.9522	4.5246
9.6	0.044	0.21307862	2183.81372	4.84269591	2029.9522	4.4837
10.1	0.034	0.20237557	2696.95208	5.95222265	2021.9222	4.4456
10.6	0.023	0.19297267	3814.98578	8.39011609	2014.3384	4.4106
11.1	0.021	0.18627049	4043.40014	8.87002333	2008.6453	4.3791

جدول ۲ داده های حاصل از آزمایش

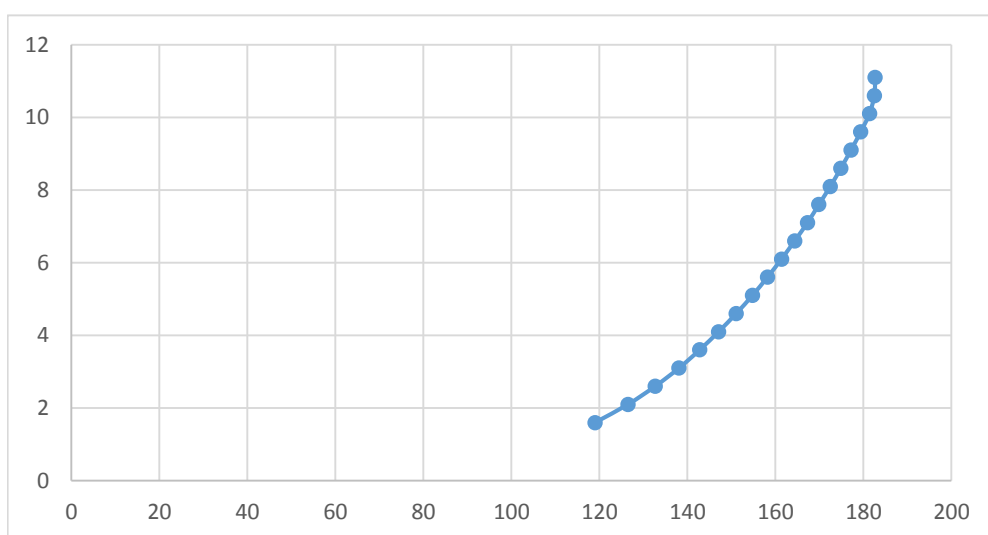
در زیر نمودار P-T را در دو حالت افزایش و کاهش دما در زیر رسم شده است. همانگونه که در صفحه ی قبل در مقایسه ی داده های حاصل از آزمایش ما ( ستون ۶ ) و جداول ترمودینامیکی (ستون آخر) ذکر شد، ناشی از دقت اندازه گیری شامل خطای انسانی و لحاظ دمای میانگین بود و ما اختلافاتی را بین داده های حاصل از آزمایش و جداول ترمودینامیکی شاهد بودیم.

P (bar)



T (C) نمودار ۱ داده های حاصل از آزمایش به ازای روشن بودن هیتر

P (bar)



T (C) نمودار ۲ داده های حاصل از آزمایش به ازای خاموش بودن هیتر

اگر فرض کنیم که رابطه ی بین دما و فشار را در ناحیه ی اشباع به صورت  $P = CT^n$  فرض کنیم ، ثابت C و توان n با استفاده از داده های آزمایش و جدول بصورت زیر خواهد بود .

فشار	دمای میانگین	آزمایش		جدول ترمودینامیکی	
		C	n	C	n
1.6	116	3.376E-13	6.14	2.39786E-08	3.79
2.1	121.25	1.02E-07	3.51	1.99547E-08	3.85
2.6	128.85	1.862E-08	3.86	1.53336E-08	3.9
3.1	134.85	4.492E-09	4.15	1.2582E-08	3.94
3.6	139.8	7.007E-09	4.06	1.09305E-08	3.97
4.1	144.35	1.553E-08	3.9	9.44315E-09	4
4.6	148.65	4.033E-10	4.63	8.52422E-09	4.02
5.1	152	7.432E-09	4.05	7.43196E-09	4.05
5.6	155.55	1.535E-07	3.45	7.81687E-09	4.04
6.1	159.45	4.192E-09	4.16	6.28958E-09	4.08
6.6	162.5	3.419E-09	4.2	6.29886E-09	4.08
7.1	165.35	2.272E-09	4.28	5.69903E-09	4.1
7.6	168	6.665E-09	4.07	5.42991E-09	4.11
8.1	170.65	5.155E-09	4.12	5.4266E-09	4.11
8.6	173.15	3.593E-09	4.19	4.89569E-09	4.13
9.1	175.5	5.433E-09	4.11	4.89978E-09	4.13
9.6	177.8	3.073E-09	4.22	4.65108E-09	4.14
10.1	179.95	3.409E-09	4.2	4.65578E-09	4.14
10.6	181.55	3.107E-09	4.22	4.71044E-09	4.14
11.1	182.7	2.572E-09	4.26	3.90172E-09	4.18

جدول ۳ ضرایب پلی تروپیک

که روش بدست آوردن C و n به شکل زیر است :

$$n = \frac{\log \frac{P_2}{P_1}}{\log \frac{T_2}{T_1}} \cdot C = \frac{P}{T^n}$$

۷. پاسخ به سوالات:

۱- مفهوم خاصیت متمرکز (مقداری) و غیرمتمرکز (غیرمقداری) چیست؟  
 خاصیت متمرکز، پارامتر فیزیکی است که به جرم ماده وابسته است و خاصیت غیر متمرکز، پارامتر فیزیکی است که به جرم ماده وابسته نیست.

۲- کدامیک از کمیت‌های ترمودینامیک قابل اندازه گیری و کدامیک غیر قابل اندازه گیری هستند؟

کمیت های قابل اندازه گیری شامل دما، فشار، حجم و جرم، چگالی هستند.  
 کمیت های غیر قابل اندازه گیری شامل انرژی درونی، آنتالپی و آنتروپی است.

۳- معادله کلازیوس چیست و معادله کلازیوس-کلاپیرون کدام است؟

معادله ی کلازیوس:  $\int \frac{\delta Q}{T} \leq 0$  و معادله ی کلاپیرون:  $\frac{dp_{sat}}{dT} = \frac{S_{fg}}{v_{fg}} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}}$  است.

۴- گونه میتوان با استفاده از این معادلات، اندازه گیری درجه حرارت و فشار را به بقیه خواص ترمودینامیکی مربوط ساخت؟ این خواص کدامند؟

می توان با ضرب  $v_{fg}$  در  $\frac{dp_{sat}}{dT}$  اختلاف آنتروپی  $S_{fg}$  را شاهد خواهیم بود و البته با ضرب  $Tv_{fg}$  در  $\frac{dp_{sat}}{dT}$  اختلاف آنتالپی  $h_{fg}$  حاصل می گردد.

۵- آیا تنها اندازه گیری فشار، دما و حجم برای تهیه جداول ترمودینامیک مناسب هستند؟

خیر. با استفاده از این سه پارامتر می توان  $v_{fg}$  و  $h_{fg}$  و  $S_{fg}$  و  $u_{fg}$  را بدست آورد ولی مقدار مطلق حجم مخصوص، آنتالپی، آنتروپی و انرژی درونی را نمی توان بدست آورد.

۶- چه توابعی برای بیان رابطه بین فشار و دمای اشباع مناسب هستند؟ تابع پلی تروپیک

۷- فشار بارومتریک روی نتایج چه تاثیری دارد؟ هر چه فشار بیشتر باشد، آب در دمای بالاتری به جوش می آید. پس نقطه ی آغازین جدول ما از دما و فشار بالاتری آغاز میشود.

۸- چگونه میتوان از حصول حالت تعادل در انجام آزمایشات ترمودینامیکی اطمینان حاصل نمود؟ تغییرات کم پارامترهای فیزیکی

آیا در آزمایش انجام شده تعادل ترمودینامیکی وجود دارد؟ خیر. زیرا برای تعادل بایستی با رسیدن فشار به مقدار معلوم، هیتز را خاموش و دیگ را نیز کاملاً ایزوله میکردیم. حال مدتی صبر میکردیم تا تعادل برقرار شود ولی ما ترجیه دادیم که دمای میانگین را در بازه ای قرائت کنیم.

۹- اگر در حین آزمایش تعادل برقرار نباشد، قرائت فشار دقیقتر است یا دما؟ فشار. چرا که نرخ تغییرات آن کوچک تر است.

۱۱- تخلیه و عدم تخلیه هوای داخل دیگ چه تاثیری در محاسبات دارد؟ باعث میشود که فشار تنها ناشی از بخار آب باشد و فشار هوا وجود ندارد.

۱۱- چرا از آب مقطر استفاده می شود؟ ناخالصی سبب افزایش نقطه ی جوش می شود و خطا در آزمایش بالا می رود.

۱۲- در مورد عامل ایجاد خطا در طول آزمایش بحث کنید. آزمایش در تعادل نبوده و به همین علت، ما دمای میانگین را خواندیم و همچنین از خطاهای انسانی نیز نباید فراموش کرد.

# آزمایش برج خنک کن

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی آزمایش استخراج شده است .

اسامی اعضا این گروه :

**تنظیم کننده :**

## ۱. هدف آزمایش:

- مشاهده آرایش جریان در برج خنک کننده با انواع صفحات در دبیهای مختلف هوا و آب
  - اندازه گیری کمیت های فیزیکی قسمتهای مختلف برج خنککن شامل نرخ دبی هوا و آب
  - موازنه انرژی در برج خنک کننده
  - بررسی اثرات سطح صفحات بر دمای حباب خشک و مرطوب و افت فشار در برج خنک کننده
- مشاهده عملکرد برج خنک کننده در بارهای مختلف سرمایش و در دماهای ورودی متفاوت

## ۲. تئوری آزمایش:

دستگاه آزمایش دارای یک بخش گرمایش، پمپ، صفحات مستطیلی، ترمومترهای اندازه گیری دماهای حباب تر و خشک و روتامتر میباشد، فن در پایین برج قرار گرفته است که هوا را به سمت بالا هدایت میکند. آب از قسمت بالایی برج خنک کننده به سمت پایین روی صفحات ریخته میشود. این صفحات نسبت سطح به حجم زیادی داشته و آب را به لایه های نازک و یا قطرات آب تبدیل میکنند. به دلیل تماس هوا و قطرات آب، تبخیر انجام شده و موجب کاهش دمای آب می شود.

### ۳. توضیح بر تجهیزات:

برج خنک کن و تجهیزات اندازه گیری به شکل زیر است:



شکل ۱ برج خنک کن و تجهیزات اندازه گیری

### ۴. روش انجام آزمایش:

در دبی های مختلف یکبار با فن دمپر باز و یکبار با فن دمپر بسته میزان آب مصرفی (Make up)، دماهای ورودی و خروجی هوای خشک و مرطوب، دمای ورودی و خروجی آب و افت فشار را اندازه گیری کرده و در جدول ۱ یادداشت می کنیم.



## دبی جرمی هوا، رطوبت مطلق در ورودی و خروجی و دبی جرمی آب تبخیر شده را به دو روش روابط ترمودینامیکی و نمودار سایکرومتریک محاسبه کنید.

روابط ترمودینامیکی: روش کار به شرح زیر است:

$$P_{\text{بخار}} \approx P_{\text{اشباع در دمای حباب تر}} ; P_{\text{هوای کل}} = P_{\text{بخار}} - P_{\text{بخار}}$$

$$m_{\text{هوای کل}} = \frac{P_{\text{بخار}} \times \text{حجم مخصوص بخار}}{P_{\text{هوای کل}} \times R_{\text{هوای کل}}} ; R_{\text{هوای کل}} = 287 ; \text{حجم مخصوص بخار} = \frac{R_{\text{بخار}} \times \text{دمای حباب تر}}{P_{\text{بخار}}} ; R_{\text{بخار}} = 462$$

$$\Rightarrow \phi = \frac{P_{\text{بخار}}}{P_{\text{اشباع در دمای حباب خشک}}} ; \omega = \frac{1}{m_{\text{هوای کل}}} ; m_{\text{آب تازه}} = m_{\text{هوای کل}} (\omega_{\text{خروجی}} - \omega_{\text{ورودی}})$$

نمودار سایکرومتریک: داده هایی چون  $\phi$ ،  $\omega$ ،  $h$  را از نمودار سایکرومتریک میخوانیم.

برای آب تازه  $m$  نیز کفایت ارتفاع آب کم شده را در سطح مقطع استوانه ضرب کنیم. حال با ضرب حجم در چگالی آب، جرم آب تازه حاصل می شود. دبی جرمی بنابر رابطه ی اوریفیس به شکل زیر است:

$$\text{نرخ جرمی هوا} = 0.0137 \sqrt{\frac{x}{(1 + \omega)v_{\text{هوای کل}}}}$$

که حجم مخصوص هوا برابر 0.855 است و  $x$  برابر اختلاف فشار در مانومتر بر حسب سانتی متر آب است.

بدین ترتیب، جدول ۲ کامل می شود.

### تحقیق موازنه ی انرژی در برج:

کلیه ی داده ها از نمودار سایکرومتریک بدست آمد. دبی ها نیز در قسمت قبل حاصل شد.

$$h_{a.in} + \omega_{in}h_{v.in} + (\omega_{out} - \omega_{in})h_{fresh} = h_{a.out} + \omega_{out}h_{v.out} ; h_{a.in} = C_p T_{in} ; h_{a.out} = C_p T_{out}$$

$$\Rightarrow \omega_{in}h_{v.in} - \omega_{out}h_{v.out} + (\omega_{out} - \omega_{in})h_{fresh} = C_p(T_{out} - T_{in})$$

بدین ترتیب ، جدول ۳ را تشکیل دادیم .

### تحقیق معادله ی انرژی برای حجم کنترلی شامل برج ، هیتر و فن :

کلیه ی داده ها از نمودار سایکرومتریک بدست آمد . دبی ها نیز در قسمت قبل حاصل شد . بنابراین داریم :

$$\dot{Q} - \dot{P} = Power_{Heater} - Power_{Pomp} = \dot{m}_a(h_{out} - h_{in}) - \dot{m}_f(h_{fresh})$$

از  $\dot{m}_f(h_{fresh})$  به دلیل کوچکی صرف نظر می کنیم و بنابراین با مشخص بودن کليه ی پارامترها و توان هیتر 1 KW است می توانیم توان فن را حاصل کنیم .

به همین ترتیب ، جدول ۴ را فراهم کردیم .

دبی جرمی هوا	$h_{out}$	$h_{in}$	انرژی	توان فن KW
0.06560734	76	43	2.16504218	1.16504218
0.06547907	72.5	37.5	2.29176759	1.29176759
0.0465606	58	35	1.07089375	0.07089375
0.04649636	60	37.5	1.04616804	0.04616804
0.04652386	58	35	1.0700487	0.0700487

جدول ۴ - بدست آوردن توان فن

### تفاوت برج های خنک کن خشک و تر را بیان کنید. مزایا و معایب هر یک را بررسی کنید .

در برج خنک کن های مرطوب (Wet-Cooling Tower) آب گرم از بالای برج با عبور از پکینگ ها و برخورد با جریان هوای تازه که از محیط بیرون توسط فن یا به صورت طبیعی وارد برج می شود ضمن تبادل حرارتی و خنک شدن در پایین برج ته نشین می شود. مهم ترین عیب این سیستم پاشیدن ذرات آب به اطراف و همچنین تبخیر بیش از حد آب می باشد .

در مناطقی که بعلت عدم وجود آب کافی باید از اتلاف آب و تبخیر بیشتر جلوگیری نمود از برج خنک کن های خشک (Dry-Cooling Tower) استفاده می شود. در این دسته، آب گرم به جای عبور از پکینگ ها از لوله های پره دار که با هوای سرد در تماس می باشند عبور کرده و خنک می گردد. از معایب این سیستم کاهش راندمان با افزایش دمای محیط اطراف می باشد.

### انواع برج های خنک کننده تر و موارد استفاده آنها را بیان نمائید .

بر اساس سیکل گردش آب، برج های خنک کن را به دو دسته مدار باز و مدار بسته تقسیم می کنند. در برج های خنک کننده مدار باز، آب از طریق نازلها بر روی سطوح خنک کننده توزیع می شود و در مجاروت با هوا خنک می شود. در برج های خنک کننده مدار بسته، آب از داخل کویل جریان پیدا می کند و هوا بر روی کویل دمیده می شود. جهت افزایش راندمان در بعضی مواقع نیاز به پاشش آب بر روی سطح کویل نیز می باشد. بزرگترین مزیت برج های مدار بسته کم بودن مصرف آب می باشد. در مناطق خشک و کم آب، استفاده از برج خنک کننده مدار بسته، علیرغم سرمایه گذاری اولیه بیشتر، نسبت به برج خنک کننده مدار بسته ارجحیت دارد.

### برج خنک کن خشک طبیعی و اجباری و موارد استفاده آنها چیست و ساختمان آنها چگونه است؟

#### برج خنک کننده با کشش طبیعی:

این نوع برجها ابتدا در اروپا توسعه یافتند. نخستین برج خنک کننده با کشش طبیعی در ابتدای قرن حاضر در هلند بنا شد که از چوب ساخته شده بود. بعدها جنس این برجها از چوب به استیل تغییر یافت و امروزه این نوع برجها از بتن مسلح ساخته می شوند. در ابتدا شکل آنها شبیه استوانه های بود که از وارانه کردن یک مخروط ناقص از طرف دیگر آن بدست آمده و لیکن امروزه شکل آنها بصورت هیپربولیکی است. این نوع برجها بیشتر در انگلستان استفاده می شوند و در ایالات متحده اولین نوع از این برج در سال ۱۹۷۲ ساخته شده است. یک برج خنک کننده با کشش طبیعی اساساً شامل یک پوسته خالی بشکل دودکش است که ممکن است بالغ بر ۳۳۰ ft ارتفاع و ۳۰۰ ft قطر داشته باشد. در حالیکه در دودکش خنک کننده آکنه هایی تعبیه شده که وظیفه پخش بهتر آب را انجام می دهند و ارتفاع بستر آکنه ای به ۳۰ ft می رسد.

در حال حاضر در بالای دودکش خنک کننده معمولاً یک حذف کننده نصب می شود تا از خروج قطره آب توسط هوا جلوگیری نماید. در غیر اینصورت قطرات آب توسط جریان هوا به بیرون منتقل شده و در صورت خروج در اطراف برج ته نشین شده و بصورت باران کثیف در می آیند.

پوسته این برجها از بتن آرمه ساخته می شود که شکل آن بصورت هذلولی تغییر یافته است. این پوسته بر روی پایه هایی که بمنظور ورود هوای آزاد ساخته شده است نگاهداشته می شوند. همچنین این پایه ها جهت داشتن مقاومت لازم در برابر نیروهای شکننده حاصل از جریان هوا در داخل پوسته بصورت شیبدار ساخته می شود.

چون این نوع از برجها از پروانه یا فن جهت جریان هوا استفاده نمی کنند می بایست عاملی برای ایجاد جریان هوا وجود داشته باشد. این عامل بصورت فشار توسط اختلاف دانسیته های هوای سرد خارج و هوای گرم و مرطوب داخل ایجاد می گردد. شکل خاص هذلولی مانند دودکش این نوع برجها به جریان یافتن بهتر هوا کمک می کند.

آب توسط پمپ به دانه های آفشان که در بالای شبکه ای از چوب قرمز قرار گرفته است وارد شده و ضمن پائین آمدن از روی شبکه های چوب مجدداً قطرات جدیدی تشکیل می گردد.

سپس این قطرات جدید بر روی آکنه ها ریخته و این عمل تا پائین برج ادامه می یابد.

در اینجا انتقال حرارت بین هوای سرد ورودی از انتهای برج و قطرات آب سرازیر شده صورت گرفته، در نتیجه از حرارت بخاطر گرادیان بین هوا و آب پروسس از آب طرف هوا منتقل میگردد. همچنین اختلاف فشار بخار آب اشباع شده در سطح قطرات با بخار آب در هوایی که در جهت مخالف آب جریان دارد به تبادل حرارتی کمک می کند.

کار و وظیفه اصلی دودکش خنک کننده افزایش سطح جانبی بین آب گرم و هوای سرد است که این عمل بوسیله پاشیدن قطرات ریز آب در آکنه های نوع splash یا بوسیله فراهم کردن سطح بزرگی از آب بصورت یک لایه متحرک در آکنه های نوع film صورت می گیرد. همچنین مقطع هیپر بولیکی استحکام بیشتری را داراست و در مقایسه با شکلهای دیگر مقاومت بیشتری در برابر جریان باد ایجاد می کند. پس بطور اساسی به مواد کمتری برای ساخت این بدنه ها احتیاج است و می توان ضخامت این دودکش ها را در قسمت میانی به ۶-۷ اینچ رساند.

برجهای خنک کننده با کشش طبیعی ممکن است از نوع جریان متقابل (جهت حرکت هوا و قطرات مخالف یکدیگر) و یا از نوع جریان متقاطع (جهت حرکت هوا و قطرات عمود بر یکدیگر) باشند.

در برجهای جریان متقابل آکنه ها بصورت یک سطح وسیع گسترده شده اند و در نتیجه دارای ارتفاع کمی هستند. در برجهای جریان متقاطع آکنه ها بر روی حلقه ای که در خارج از برج قرار دارد سوار شده اند.

انتخاب بین انواع مختلف از برجهای خنک کننده به عوامل زیادی بستگی دارد که مهمترین عوامل شرایط اقلیمی، اقتصادی و آب و هوایی می باشد

## انواع برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی هوا

در برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی، هوا بوسیله یک یا چند باد بزن (FAN) که بطور مکانیکی عمل می نمایند بحرکت در می آید. بطوریکه در ژنراتورهای بخار، باد بزنها که از نوع کشش اجباری هستند در سطح زیرین جهت راندن هوا بداخل برج نصب شده اند. از لحاظ تئوری این نوع برج ترجیح داده می شود، زیرا فن با هوای خنک کننده کار می کنند و بدین جهت نیروی کمتری را تلف می کنند. بهر حال آزمایش و کار با این نوع فن ها دارای بعضی نقطه ضعف ها است که از آنجمله می توان به موارد ذیل اشاره کرد:

بخش و توزیع هوا، نشت و تراوش، برگشت هوای خروجی مرطوب و داغ به برج و جمع شدن شبنم و سرما ریزه در ضمن کار در زمستان در برجهای کشش مکانیکی، فن ها جایگزین دودکش ها در برجهای کشش طبیعی می شوند.

خصوصیات عمل سرمایش (خنک کردن) قدری متفاوت است. در شرایط آب و هوایی که رطوبت بسیار پائین است برجهای کشش طبیعی بطور رضایت بخشی عمل می کنند و در برجهای کشش مکانیکی بسیار اقتصادی تر خواهند بود.

برای واحدهای کوچک چند سلولی بدون شک برجهای کشش مکانیکی ارزانتر از برجهای کشش طبیعی است ، اما در مورد واحدهای بزرگ که تمایل به زیاد شدن هزینه های اصلی و اولیه وجود ندارد بکار بردن برجهای کشش مکانیکی هزینه توان مورد نیاز بادبزن می بایست مورد بررسی قرار گیرد.

یکی از اشکالات کاربرد برجهای کشش مکانیکی تخلیه ذرات پخش شده از برج در ارتفاع کم می باشد که ممکن است این ذرات بداخل ورودی های هوا کشیده شوند . این برگشت مجدد ذرات می تواند سبب نزول ذرات و بدی عملکرد مجموعه بزرگی از تجهیزات سلولهای برجهای کشش مکانیکی گردد . بعلاوه اگر ذرات بطرف زمین کشیده شوند ممکن است اطراف برج مه آلود شود .

**چرا در شهرهای شمالی و جنوبی کشور که در نزدیک دریا قرار دارند، برج خنک کن تر مناسب نیست ؟** به علت رطوبت بالای هوا ، در صورت عبور هوا از روی آب گرم ، مقدار خیلی کمی آب میتواند تبخیر و در نتیجه دمای آن کاهش یابد .

**در این مناطق چگونه کندانسور خنک میشود؟** احتمالاً میتوان از کندانسور آبی همچون لوله و پوسته بجای کندانسور هوایی استفاده کرد .

**مشکلات برج خنک کن خشک چیست؟** از مشکلات برج خنک کن خشک میتوان به مشکلات لوله ها نظیر رسوب گیری و فرسایش لوله ها و کاهش راندمان با افزایش دمای محیط اطراف اشاره کرد .

**مشکل یخ زدگی در برج خنک کن تر چیست؟** در صورت سرما و خشکی بیش از حد هوا ، با عبور هوا از روی آب گرم ممکن است که آب یخ بزند .

**افزایش دبی هوا، چه تاثیری بر عملکرد برج و آرایش جریان آب دارد؟** بنظر می رسد که با افزایش دبی هوا ، فرآیند خنک کاری بهتر انجام شود و بنابراین بازده افزایش یابد . همچنین همانطور که در مبدل های پوسته و لوله دیدیم اگر جریان ها مخالف جهت باشند ، انتقال حرارت بهتر انجام خواهد شد .

**تاثیر افزایش سطح Packing ها بر دمای خروجی آب و هوا و نیز Make-Up را بیان کنید .**

با افزایش سطح پکینگ ها سطح تماس آب و هوا بیشتر می شود و بنابراین ، آب خروجی دارای دمایی پایین تر و هوای خروجی بدلیل جذب بیشتر گرما نسبت به قبل ، در دمایی بالاتر خواهد بود .

## ۵. داده‌های حاصل از آزمایش:

شماره آزمایش	دمپر	زمان ثانیه	ارتفاع آب کم شده (سانتی متر)	افت اریفیس mmH <sub>2</sub> O	دبی آب gr/s	دمای مرطوب هوا در خروج	دمای خشک هوا در خروج	دمای مرطوب هوا در ورود	دمای خشک هوا در ورود	دمای آب خروجی برج	دمای آب ورودی برج	بار حرارتی اعمالی به آب KW
۱	بسته	420	5	20	20	25	26.5	14.5	19	20.2	31.9	1
۲	بسته	420	6.5	20	30	24.5	25.5	13.2	19.3	21.2	28.9	1
۳	باز	420	6	10	20	19.2	21.4	14	19	18.5	29.4	1
۴	باز	420	7	10	30	21	21.5	13.5	19.5	18.8	26.3	1
۵	باز	420	7.5	10	35	20	21	13.2	20	18.8	24.8	1

جدول ۱. داده‌های حاصل از آزمایش

دبی	دمپر	رطوبت تئوری ورودی	رطوبت واقعی ورودی	رطوبت تئوری خروجی	رطوبت واقعی خروجی	رطوبت نسبی تئوری ورودی	رطوبت نسبی واقعی ورودی	رطوبت نسبی تئوری خروجی	رطوبت نسبی واقعی خروجی	جرم هوا تئوری	دبی جرمی هوای تئوری	دبی جرمی هوای واقعی	جرم آب تازه ی اضافه شده تئوری	جرم آب تازه ی اضافه شده واقعی
20	بسته	0.01050612	0.0072	0.02018813	0.02	75.1342007	60	91.4908356	90	95.18261	0.226998	0.06560734	0.92155854	0.181492
30	بسته	0.00969496	0.0066	0.01954334	0.024	67.7680046	50	94.2122186	95	103.1464	0.24597	0.06547907	1.01582558	0.2359396
20	باز	0.01018224	0.0078	0.01408995	0.0126	72.7367846	60	87.2896976	82	98.21024	0.234196	0.0465606	0.3837774	0.2177904
30	باز	0.00988638	0.0072	0.01570092	0.0154	68.2541782	52	96.9792641	95	101.1493	0.241218	0.04649636	0.58813706	0.2540888
35	باز	0.00971818	0.0066	0.01476424	0.0142	64.8854309	47	94.0155138	90	102.9	0.245383	0.04652386	0.51924022	0.272238

جدول ۲. نتایج محاسبات و خواسته ها (تئوری و عملی)

رطوبت خروجی	رطوبت ورودی	$h_{out}$	$h_{in}$	$T_{out}$	$T_{in}$	$h_f$	سمت راست معادله	سمت چپ معادله
0.02	0.0072	76	43	26.5	19	133.69	7.53	0.500832
0.024	0.0066	72.5	37.5	25.5	19.3	121.15	6.2248	0.61551
0.0126	0.0078	58	35	21.4	19	123.24	2.4096	0.133752
0.0154	0.0072	60	37.5	21.5	19.5	110.27	2.008	0.250214
0.0142	0.0066	58	35	21	20	104	1.004	0.1978

جدول ۳. تحقیق موازنه ی انرژی در برج خنک کن

# مبدل حرارتی پوسته و لوله

این آزمایش توسط گروه انجام گرفته است و داده های اولیه ی  
آزمایش استخراج شده است .

اسامی اعضا این گروه :



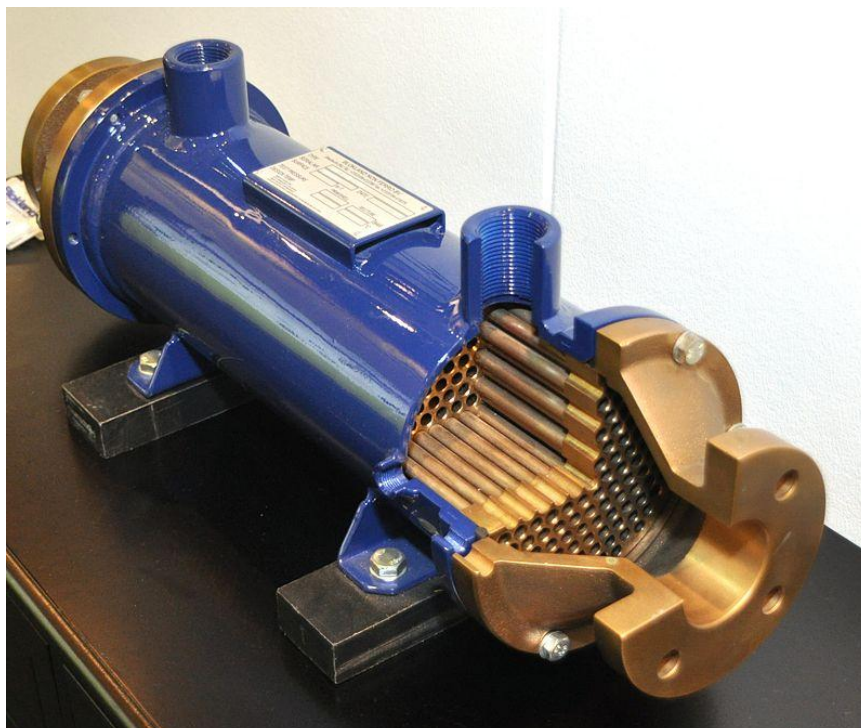
## ۱. هدف:

**آشنایی و بررسی مبدل حرارتی پوسته و لوله و محاسبه ی ضریب انتقال حرارت و بازده مبدل در حالت های همسو و غیر همسو**

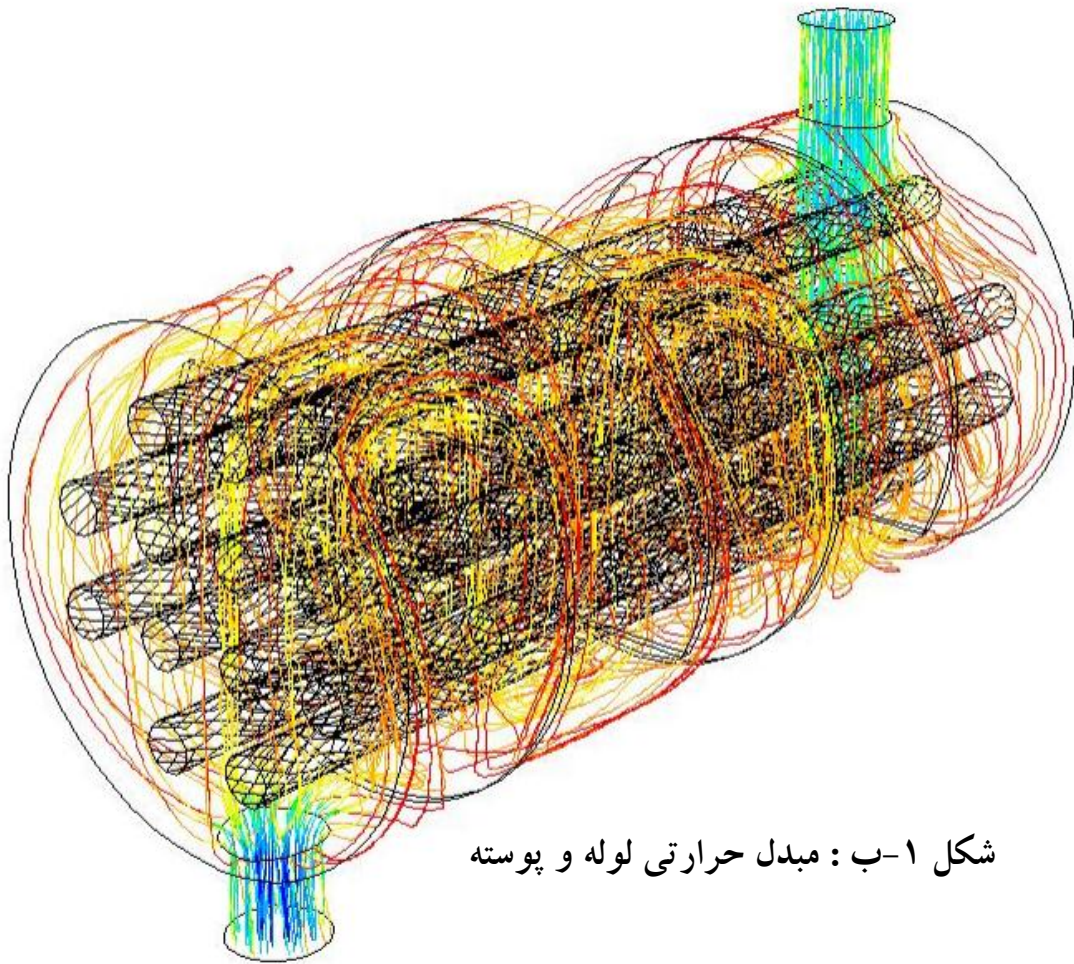
## ۲. مقدمه:

**مبدل حرارتی دستگاهی است که برای انتقال حرارت بین دو سیال استفاده می گردد . مبدل های حرارتی به منظور خنک کردن سیال گرم و یا گرم کردن سیال با دمای پایین تر و یا هر دو مورد استفاده قرار می گیرند .**

**مبدل حرارتی لوله و پوسته نوعی مبدل حرارتی است که در آن ، سیال گرم درون لوله و سیال سرد در پوسته جاری است . دو سیال بدون تماس جرمی با یکدیگر تبادل حرارت می کنند. سیال سرد تر در تماس با سیال گرم انرژی حرارتی گرفته و دمای آن بالا می رود و در عوض سیال گرم تر با از دست دادن حرارت، سرد می شود.**



شکل ۱-الف : مبدل حرارتی لوله و پوسته



شکل ۱-ب : مبدل حرارتی لوله و پوسته

### ۳. تئوری آزمایش:

در حالت ایده آل ، مقدار گرمایی که سیال گرم از دست می دهد و مقدار گرمایی که سیال سرد می گیرد برابر بوده و طبق رابطه بنیادی زیر برای هر سیال بیان می شود .

$$\dot{q}_h = \dot{m}_h C_{p,h} \Delta T_h$$

رابطه ۱ : رابطه ی انتقال گرما

$$\dot{q}_c = \dot{m}_c C_{p,c} \Delta T_c$$

در مبدل های حرارتی پوسته و لوله سه نوع آرایش جریان وجود دارد :

۱. جریان همسو : سیال گرم و سرد هر دو از یک طرف وارد مبدل می شوند .

۲. جریان غیر همسو : سیال گرم و سرد از دو جهت مختلف وارد می شوند .

۳. جریان عمود برهم : سیال گرم و سرد عمود بر هم حرکت می کنند .

برای تحلیل مبدل های حرارتی روشی مرسوم به روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (LMTD) وجود دارد .

فرضیات صورت گرفته در این روش :

۱. تغییرات انرژی های پتانسیل و جنبشی ناچیز است .

۲. گرماهای ویژه ی سیالات در یک محدوده ی دمایی ثابت است .

۳. سطح بیرونی مبدل کاملا عایق است و تبادل گرمایی فقط بین دو سیال صورت میگیرد .

۴. هدایت گرمایی در امتداد محور لوله ها ناچیز است .

۵. ضریب انتقال گرمایی کلی ثابت است .

۶. فرآیند به صورت پایاست . ۷. تولید گرما نداریم .

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad \text{رابطه ۲-الف: اختلاف دمای متوسط}$$

$$dq = -C_h dT_h ; dq = C_c dT_c \quad \text{لگاریتمی}$$

$$\Rightarrow d(\Delta T) = -dq \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

$$dq = U \Delta T dA \quad \text{رابطه ۲-ب: اختلاف دمای متوسط}$$

$$d(\Delta T) = -dq \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad \text{لگاریتمی}$$

$$\Rightarrow \int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA$$

$$\Rightarrow \ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

$$\Rightarrow \ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left( \frac{\Delta T_h}{q} + \frac{\Delta T_c}{q} \right)$$

$$\Rightarrow q = UA \left( \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \right)$$

رابطه ۲-ج: اختلاف دمای  
متوسط لگاریتمی

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{hi} - T_{ci} \\ \Delta T_2 = T_{ho} - T_{co} \end{cases} \quad \text{برای جریان همسو}$$

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \\ \Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \end{cases} \quad \text{برای جریان غیر همسو}$$

### ۹. شرح دستگاه و تجهیزات آزمایش:

سیال گرم از درون پنج لوله ی موجود در پوسته جریان می یابد و در محفظه ی بین لوله ها و پوسته سیال سرد جریان دارد . همسو یا غیرهمسو بودن جریان دو سیال به وسیله ی شیرهای موجود در شکل ۲ تنظیم میشود . دمای ورودی و خروجی هر سیال توسط دماسنج های موجود در ابتدا و انتهای لوله مشخص و بر روی نمایشگر نشان داده میشوند . دبی هر سیال نیز توسط روتامتر اندازه گیری شده است .



شکل ۲: اجزا آزمایش مبدل حرارتی لوله و پوسته

### ۵. روش انجام آزمایش:

ابتدا مخزن آب گرم را تا بالای هیتر آب میکنیم. حدوداً ۱۵ دقیقه قبل از آزمایش، هیتر و پمپ را روشن میکنیم تا آب درون مخزن گرم شود.

حالت شیرها روی وضعیت جریان همسو است. شیر آب سرد را به آرامی باز میکنیم تا دبی آب سرد به ۱۰ لیتر بر دقیقه برسد. قبل از رسیدن سیستم به حالت تعادل، هر ۵۰ ثانیه یکبار دمای هر

دو سیال را در جدول ۱ یادداشت میکنیم. مدت زمان لازم برای اینکه پدیده انتقال حرارت، دائم باشد به دست می آید.

شیرها را روی جریان همسو نگهداشته و دو بار یک دبی به آب سرد میدهیم و دبی آب گرم را ثابت نگه میداریم. پس از تعادل حرارتی (حدود ۵ دقیقه) که نوسانات دما کم شد، چهار دمای ابتدایی و انتهایی سیالات مبدل را میخوانیم و در چهار ستون جدول ۲ را پر میکنیم. یکبار نیز دبی آب سرد و گرم را برابر گرفته و پس از تعادل، دماها را ثبت میکنیم. این بار دبی آب سرد را ثابت گرفته و دو بار، دو دبی مختلف به آب گرم میدهیم و پنج ردیف داده برای جدول ۲ را پر میکنیم.

مراحل بالا را برای جریان همسو نیز تکرار کرده و داده های مقدماتی جدول ۳ بدست می آید.

داده های حاصل از آزمایش:

زمان (ثانیه)	دمای سیال گرم		دمای سیال سرد	
	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی
0	56.5	53.2	22.9	29.4
50	53.6	50.8	25.8	31.5
100	52.4	49.2	26.8	31.5
150	50.3	48.5	28.1	31.9
200	50.2	48.4	28.1	31.9
250	49	47	28.2	31.8
300	48.7	46	28.2	31.8

جدول ۱: زمان رسیدن به تعادل

- برای بررسی عملکرد مبدل ، دو بازده تعریف کردیم : ۱. نسبت دو گرمای تبادل شده
۲. نسبت اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال گرم به اختلاف دمای ورودی هر دو سیال

$$\begin{aligned} \text{بازده نوع اول} &= \frac{\text{گرمای مبادله شده توسط سیال گرم}}{\text{گرمای مبادله شده توسط سیال سرد}} = \frac{q_h}{q_c} \\ \text{بازده نوع دوم} &= \frac{\text{گرمای مبادله شده توسط سیال گرم}}{\text{بیشترین گرمای قابل تبادل}} \\ &= \frac{\text{اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال گرم}}{\text{اختلاف دمای ورودی هر دو سیال}} = \frac{T_{ho}-T_{hi}}{T_{hi}-T_{ci}} \end{aligned}$$

رابطه ۳: بازده ها

که در جداول ۲ و ۳ برای هر دبی ، دو بازده تعریف شده نشان داده شده اند .

#### ۷. بحث پیرامون داده ها:

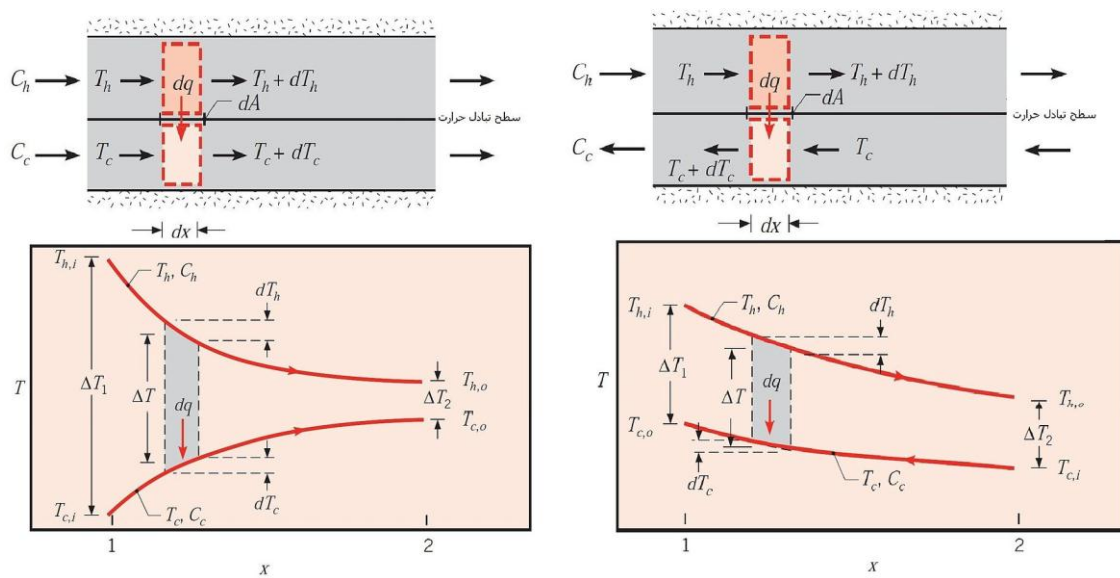
با توجه به شکل زیر (شکل ۳) در جریان همسو اختلاف دما در نقاط مختلف جریان بعضا زیاد است ولی اختلاف دمای دو سیال گرم و سرد در نقاط مختلف مبدل در حالت غیر همسو به هم نزدیک تر است . همین امر باعث می شود تا انتقال حرارت در مبدل غیر همسو نسبت به مبدل همسو بهتر انجام شود و در حالت کلی راندمان مبدل غیر همسو از مبدل همسو بالاتر باشد .

اگرچه در رابطه ی ۱ دیده می شود که نرخ گرمای مبادله شده با دبی جرمی متناسب است اما دلیلی بر آن وجود ندارد که اگر گرمای مبادله شده در واحد زمان با افزایش دبی زیاد شود ، گرمای مبادله شده در واحد جرم نیز با افزایش دبی زیاد شود . توجه کنید که با تقسیم طرفین رابطه ی ۱ بر دبی جرمی ، در سمت چپ معادله ، گرمای مبادله شده در واحد جرم ظاهر میشود و طبیعتا در سمت راست این رابطه دیگر اثری از دبی باقی نمی ماند . بنابراین ، دیگر نمیتوان



ادعا کرد که گرمای مبادله شده در واحد جرم با دبی رابطه ی مستقیمی دارد ؛ بلکه ، باید نتایج آزمایش را از دیدگاه دیگری توجیه کرد . می توان گفت که با افزایش دبی هر سیالی ، به تبع سرعت سیال افزایش می یابد و واضح است که مدت زمان تبادل حرارتی از هر المان در آن سیال ، کاهش میابد . پس طبیعی است که با افزایش دبی آب سرد ، گرمای مبادله شده توسط آب سرد کاهش و با افزایش دبی آب گرم نیز ، گرمای مبادله شده توسط آب گرم کاهش یابد .

و با کاهش دبی ها ، فرصت برای انتقال حرارت مهیا بوده و حرارت بیشتری مبادله شده خواهد شد .



شکل ۳: نمودار دما-مکان در دو حالت همسو و غیر همسو

دمای سرد خروجی	دمای سرد ورودی	دمای گرم خروجی	دمای گرم ورودی	دبی جرمی سیال سرد	دبی جرمی سیال گرم	چگالی سیال سرد	چگالی سیال گرم	دبی سیال سرد	دبی سیال گرم
31.1	28.5	42.2	43	0.166083	0.165167	996.5	991	10	10
30.5	28.6	41.9	42.6	0.1993	0.165167	996.5	991	12	10
30.1	28.6	41.3	42.3	0.232517	0.165167	996.5	991	14	10
30.4	28.3	41.7	42.3	0.166083	0.1982	996.5	991	10	12
30.1	28.1	41.6	42.1	0.166083	0.231233	996.5	991	10	14

گرماى مبادله شده از سيال سرد (تغييرات آنتالپى)	گرماى مبادله شده از سيال گرم (تغييرات آنتالپى)	آنتالپى سيال سرد ورودى	آنتالپى سيال سرد خروجى	آنتالپى سيال گرم ورودى	آنتالپى سيال گرم خروجى
10.86	-3.34	119.5	130.36	180.07	176.73
7.64	-2.93	119.92	127.56	178.4	175.47
6.27	-4.17	119.92	126.19	177.14	172.97
8.78	-2.5	118.66	127.44	177.14	174.64
8.36	-2.09	117.83	126.19	176.31	174.22

U	LMTD	بازده اول	بازده دوم
0.582583159	12.77888	30.75506	5.517241379
0.514625763	12.69055	38.35079	5
0.746670996	12.44833	66.50718	7.299270073
0.52923014	12.63516	28.4738	4.285714286
0.512117955	12.73528	25	3.571428571

جدول ۳ - جريان موازى و غير همسو

دمای سرد	دمای سرد	دمای گرم	دمای گرم	دمای گرم	دمای گرم	دمای گرم	دمای سرد	دمای سرد	دمای سرد
ورودی	خروجی	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی	ورودی	خروجی
28.2	31.6	46.6	45.5	0.165166667	0.166083333	991	996.5	10	10
28.3	30.3	43.1	42.2	0.165166667	0.1993	991	996.5	12	10
28.6	30.2	42.2	40.7	0.165166667	0.232516667	991	996.5	14	10
28.5	31.6	42.7	42.1	0.1982	0.166083333	991	996.5	10	12
28.5	31.4	42.3	42	0.231233333	0.166083333	991	996.5	10	14

گرمای مبادله شده از سیال سرد (تغییرات آنتالپی)	گرمای مبادله شده از سیال گرم (تغییرات آنتالپی)	آنتالپی سیال سرد ورودی	آنتالپی سیال سرد خروجی	آنتالپی سیال گرم ورودی	آنتالپی سیال گرم خروجی
14.2	-4.59	118.25	132.45	190.51	195.1
8.36	-3.75	118.66	127.02	176.73	180.48
6.68	-6.27	119.92	126.6	170.46	176.73
12.95	-2.51	119.5	132.45	176.31	178.82
12.12	-1.25	119.5	131.62	175.89	177.14

U	LMTD	بازده اول	بازده دوم
0.637644	16.04496	32.32394	5.97826087
0.628595	13.29734	44.85646	6.081081081
1.166265	11.98325	93.86228	11.02941176
0.547738	12.25707	19.38224	4.225352113
0.321582	12.12973	10.31353	2.173913043

جدول ۲ - جریان موازی و همسو