



Mechanical Engineering

(کانال مهندسی مکانیک در تلگرام)

لینک عضویت :

https://telegram.me/Mechanical_Eng

سیستمهای نوین تهویه مطبوع



نوین پارسیان

تالیف و گردآوری: احسان رضایی

بسمه تعالی

امروزه دانشکده های فنی و صنعتی فارغ التحصیلانی را تربیت می کند که علم مهندسی را آموخته اند اما حرفه مهندسی را تجربه نکرده اند ، آنچه ابزار این تجربه را فراهم می کند عبارتست از بازار کار، مراجع و کتب حرفه ای و دوره های آموزشی تا یک نفر فارغ التحصیل رشته مهندسی به عنوان مهندسی حرفه ای (PE) شناخته شود.

خلائی که بین مهندسان فارغ التحصیل و مهندسان حرفه ای وجود دارد دوره های آموزشی کوتاه مدت حرفه ای است که مهندسان فارغ التحصیل پس از طی موفقیت آمیز آن دوره ها می توانند در حرفه ای که با رشته تحصیلی ایشان تعریف می شوند وارد شوند و مهمترین ابزار مورد استفاده در این دوره ها کتاب های تخصصی است.

مجموعه ای که در پیش رو دارید مجموعه ای است که می تواند بعنوان مرجع در یکی از شاخه های مهندسی ساختمان (سیستمهای نوین تهویه مطبوع) به نحو احسن کاربرد داشته و حتی بعنوان یک خودآموز مورد استفاده قرار گیرد.

تالیف و گردآوری این مجموعه را مرهون لطف بیکران خداوند بخشنده مهربان می دانم و با سپاس از تمامی عزیزان، همکاران و اساتید و پیشکسوتان شرکت تهویه مطبوع کیا سپهر کیش که بنده را توسط منابع و تجربیات با ارزش خود راهنمایی نمودند.

برای دریافت اطلاعات بیشتر در زمینه تاسیسات مکانیکی ساختمان می توانید به نشانی ehsan-rezaee.blogfa.com مراجعه فرمایید

در پایان با قدردانی از زحمات تمامی همکاران و اساتید صنعت تهویه مطبوع این کتاب را تقدیم می کنم به خانواده ام که داشته های خود را مدیون آنان می دانم.

با تشکر

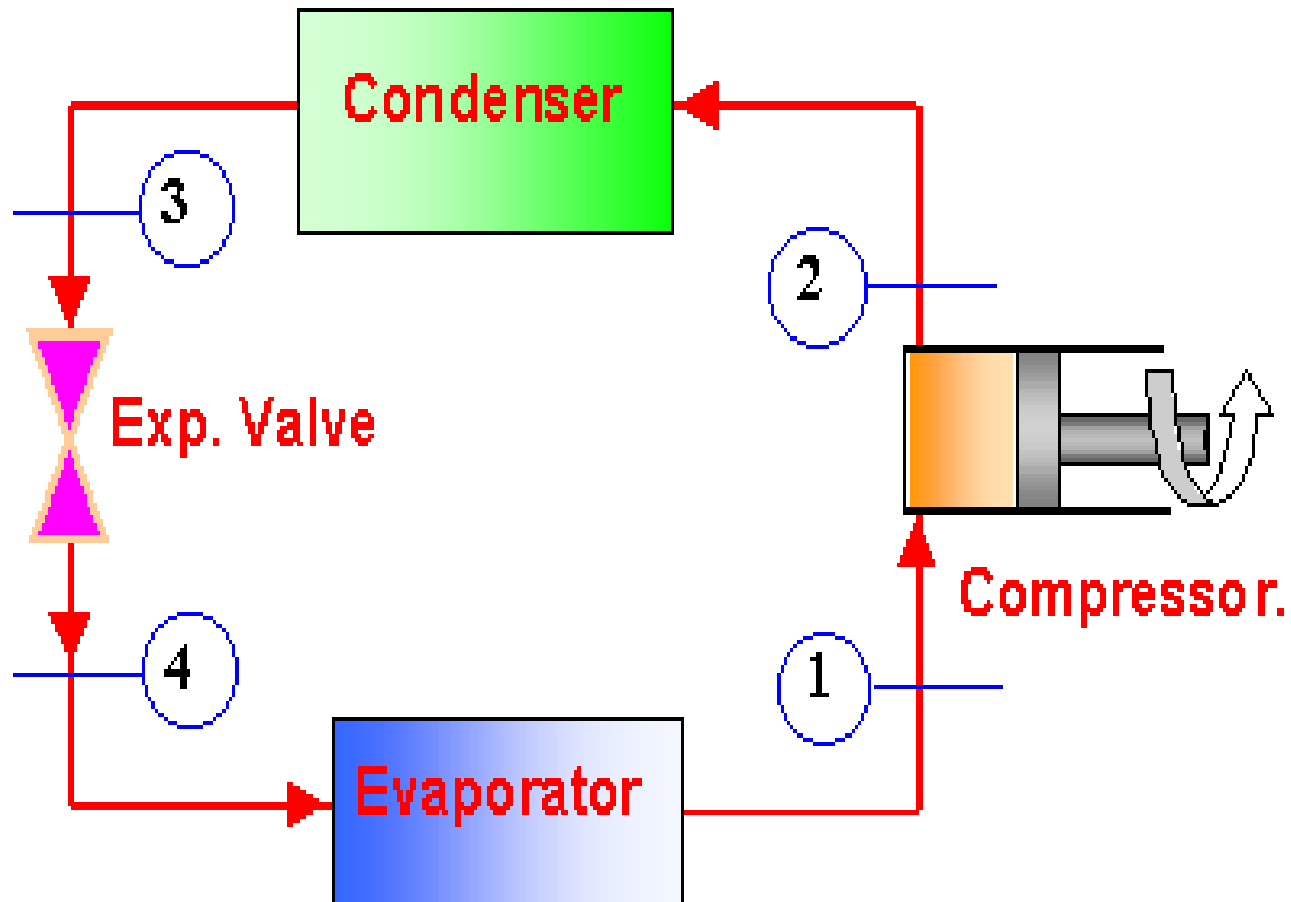
احسان رضایی

تابستان ۱۳۹۳

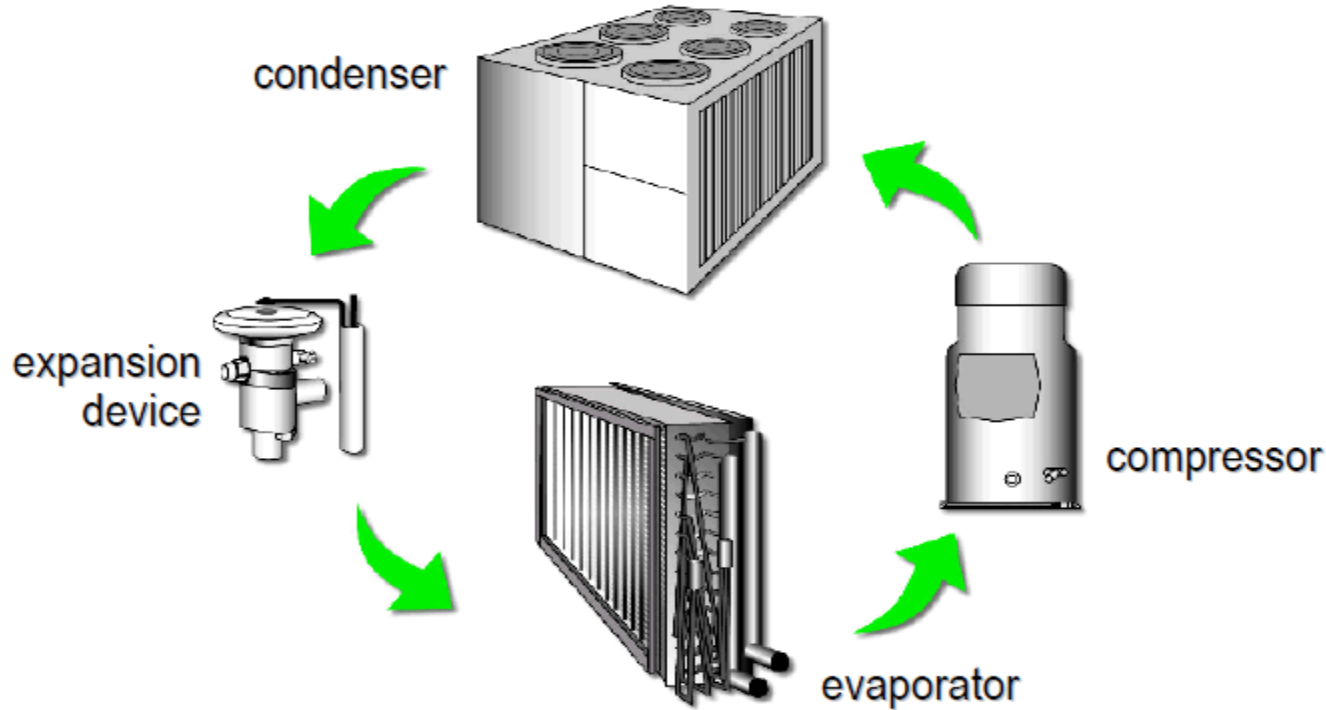
Turbocor Chillers



فصل اول: معرفی سیکل تراکمی

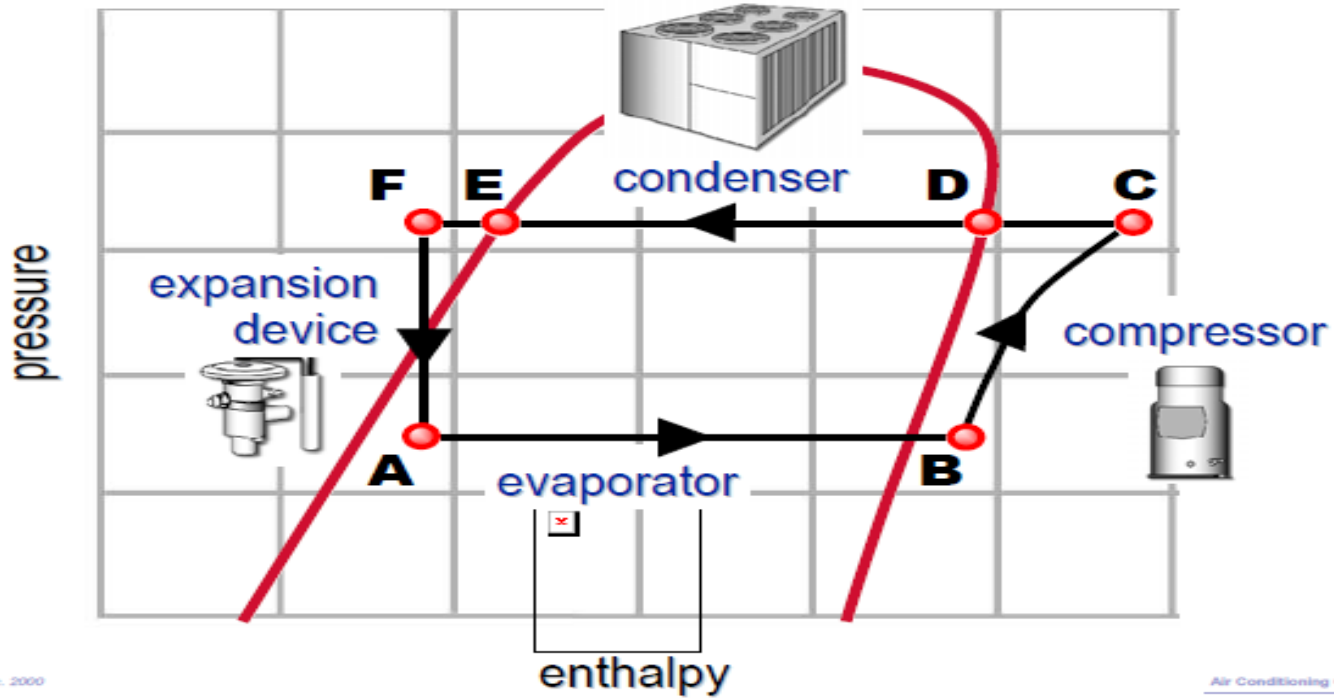


سیکلهای تبرید تراکمی



هدف از استفاده کمپرسورهای تبرید در سیکلهای تبرید تراکمی بالا بردن فشار بخار مبرد از فشار اوپراتور به فشار کندانسور می باشد . بخار مبرد در فشار و درجه حرارت اوپراتور وارد کمپرسور شده و پس از خروج از کمپرسور وارد کندانسور می گردد . بررسی چرخه تبرید با استفاده از نمودار فشار- آنتالپی ساده می شود.

سیکل تبرید



clard inc. 2000

Air Conditioning 1

دیاگرام P-H دارای محور عمودی فشار و محور افقی انتالپی یا گرما می باشد که در شکل بالا نشان داده شده است. نمودار فشار انتالپی را برای نشان دادن عملکرد هر جزء از سیستم تبرید تراکمی می توان استفاده نمود. نقطه A مبرد سرد وارد اواپراتور می گردد کیفیت مبرد در این مکان مخلوط کم فشار مایع و بخار مبرد است.

نقطه B نشان می دهد که گرمای دریافت شده از طریق اواپراتور به مبرد انتقال یافته است و مبرد را به جوش در آورده است و در بیشتر موارد منجر به سوپر هیت شدن مبرد می گردد که در نتیجه بخار از نقطه B توسط کمپرسور پمپ می شود و باعث می گردد که فشار و دمای اواپراتور افزایش یابد. توجه شود که طی فرآیند فشرده سازی (B تا C) محتوای حرارت (آنتالپی) افزایش خواهد یافت. انرژی مکانیکی مورد استفاده برای افزایش فشار بخار مبرد به انرژی گرمایی تبدیل می شود که به آن گرمای فشرده سازی نیز می گوئیم. با افزایش فشار مبرد دمای آن نیز افزایش خواهد یافت.

در نتیجه بخار فشار و دما بالا در نقطه C وارد کندانسور می گردد و گرمای آن به هوای محیط یا آب با دمای پائینتر انتقال می یابد در داخل کندانسور از C تا D گاز داغ دی سوپر هیت شده و از D تا E کندانس شده و به مایع تبدیل می گردد و در بیشتر موارد از E تا F ساب کولد می گردد معمولا فشار کندانسور توسط میزانی از هوا یا آب که به کندانسور منتقل میگردد تا دمای گاز و تغییر حالت در آن انجام دهد تعیین می شود.

مایع متراکم خروجی از کندانسور از نقطه F وارد شیر انبساطی میگردد. وظیفه شیر انبساط کاهش فشار از فشار کندانسور تا فشار اواپراتور می باشد. این کاهش فشار مایع مبرد در گذر از شیر انبساطی کمی از مایع گذری را به بخار تبدیل می نماید ولی حجم عمده مبرد بصورت مایع باقی می ماند. امروزه جهت افزایش راندمان سیکلهای تبرید توجه شایانی به میزان بخار در خروج از شیر انبساطی می نمایند زیرا هر چه این میزان که به آن Flash Gas گویند کمتر باشد راندمان سیکل بالاتر خواهد بود.

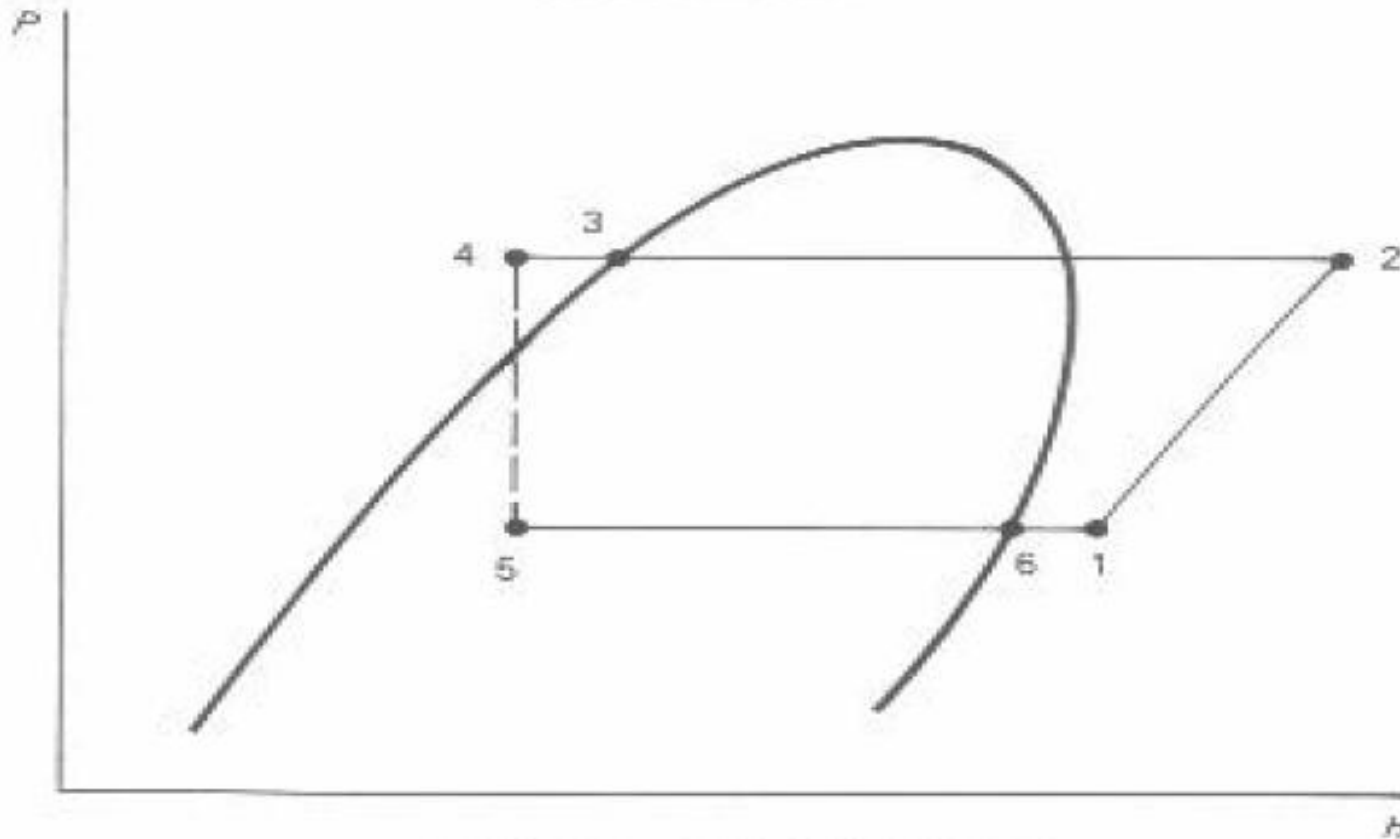
در آخر مبرد در درجه حرارت نقطه A وارد اواپراتور گردیده و چرخه تبرید تراکمی مجددا تکرار می گردد.

چگونگی کارکرد اجزاء در سیکل تراکمی

واقعیات سیکل:

نقطه ۱ خارج از منطقه اشباع است و برای سلامت کمپرسور باید در منطقه سوپرهیت باشد چون ورود مایع به کمپرسور همواره با خطرات جدی همراه خواهد بود

نقطه ۳ در منطقه مایع متراکم قرار دارد زیرا شیرهای انبساطی با مایعات کار میکنند و حضور گاز در فرایند انبساط باعث کاهش شدید بازده میگردد.



مفاهیم اولیه سیکل تبرید تراکمی

در دیاگرام اختلاف انتالپی نقاط ۵ و ۱ را سرمای مفید نامند.

$$q_e = \frac{Q_e}{m} = h_1 - h_5$$

و همچنین اختلاف انتالپی نقاط ۱ و ۲ را کارخالص گویند.

$$w_i = \frac{W_i}{m} = h_2 - h_1$$

ضریب عملکرد COP

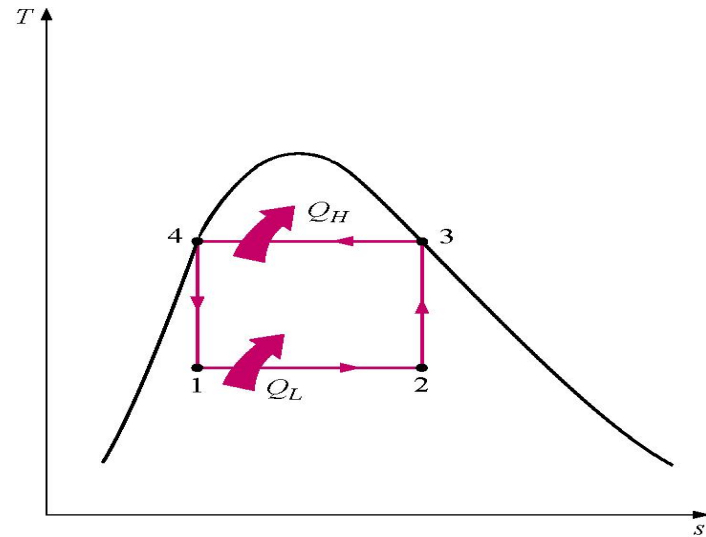
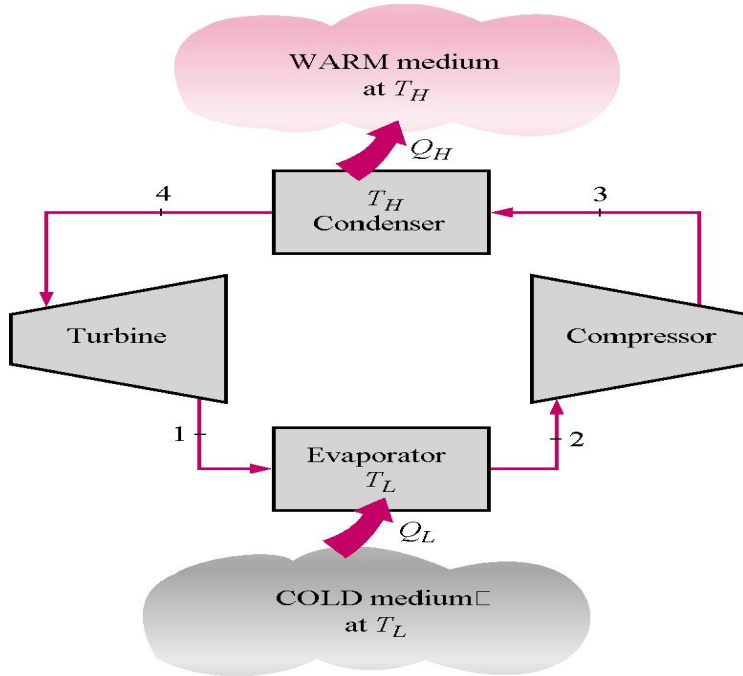
حاصل تقسیم سرمای مفید به کار خالص را ضریب عملکرد سیکل تبرید نامند. این تعریف کیفیت سیکل را بر اساس این نسبت بیان نموده و به نوعی می توان گفت هرچه این عدد بالاتر باشد دستگاه تبریدی بازده بالاتری دارد. مطابق روابط گفته شده در صفحات قبل روابط را می توان بصورت ذیل نوشت:

$$COP = \frac{q_e}{w_i} = \frac{Q_e / m}{W_i / m} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$

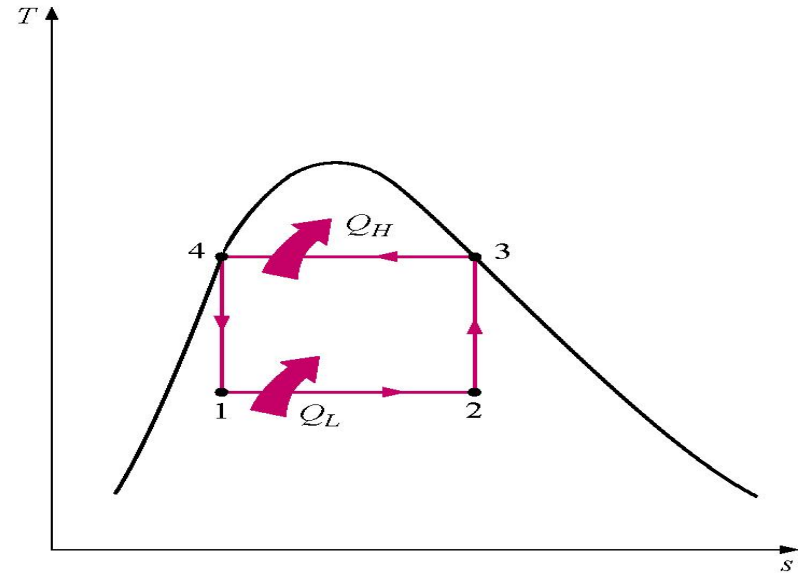
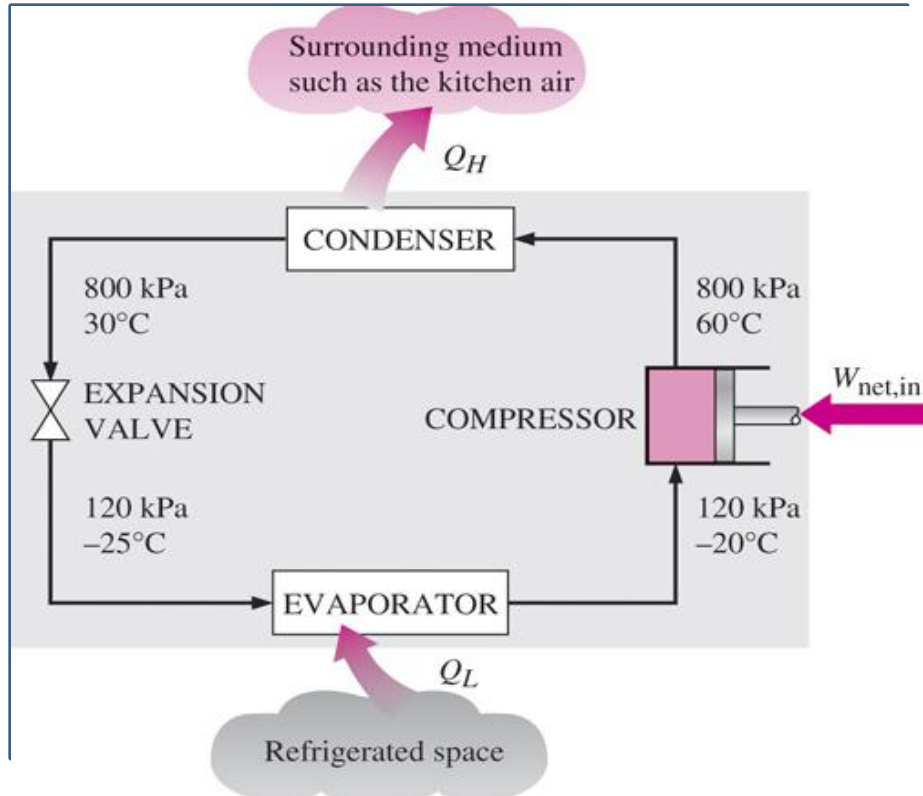
تحلیل COP در سیکل تبرید

مطابق نمودار هر گاه گرمای دفعی سیستمی بالاتر باشد واضح است که کار بیشتری در سیکل انجام شده بنابراین مخرج کسر بزرگتر شده و COP کاهش می یابد.

مطابق نمودار هر گاه سیستمی سرمای مفید بیشتری در اختیار بگذارد مصرف انرژی پایینتری داشت بنابراین COP بالاتری خواهد داشت زیرا صورت کسر بزرگ می شود.



ضریب عملکرد بر اساس سیکل کارنو



$$COP_{\text{Carnot Refrigerator}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

T-s Diagram and Efficiency

T

$$|Q_H| = \int TdS \quad \text{for } \int TdS > 0$$

$$|Q_L| = -\int TdS \quad \text{for } \int TdS < 0$$



$$|W| = |Q_H| - |Q_L|$$

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_H|}$$



$$|Q_L|$$

S

ارتباط COP با EER و KW مصرفی

KW/ton	=	12 / EER
KW/ton	=	12 / (COP x 3.412)
COP	=	EER / 3.412
COP	=	12 / (KW/ton) / 3.412
EER	=	12 / KW/ton
EER	=	COP x 3.412

روابط مفید در مقایسه سیستمهای تبرید

$$KW=(12*TON)/(3.412*COP)$$

ملاحظه فرمول بالا نشان می دهد که KW مصرفی در سیکلهای تبریدی بستگی زیادی به میزان COP سیکل دارد و چون این ضریب در مخرج فرمول قرار گرفته بصورت معکوس روی KW مصرفی تاثیر می گذارد.

بنابراین هرگاه در تناژ برابر COP بالاتر باشد KW مصرفی پایینتر بوده وبصورت برعکس هرگاه COP پایینتر باشد KW مصرفی بالاتر خواهد بود. لذا توجه به این ضریب در سیکلهای تبرید بسیار مهم می باشد.

ARI Standard 550/590

INTEGRATED PART LOAD VALUE (IPLV) •

در کمپرسورهایی که بار را بصورت منقطع دنبال می کنند مانند کمپرسورهای رفت و برگشتی، برای هماهنگی بین چیلر و بار، مجبور به استفاده از کنار گذر هستیم. کنار گذر باعث تلف شدن انرژی در سیستم می شود. و لذا COP این سیستم ها در حالت پاره بار کاهش می یابد.

این در صورتی است که در جداول و محاسبات مربوطه، میزان COP در بهترین حالت محاسبه شده که نمی توان آن را معیار مناسبی برای حالت پاره بار که میزان COP کاهش می یابد دانست.

اهمیت میزان COP در حالت پاره بار ذکر گردید در استاندارد ARI-550/590 برای مشخص کردن میزان متوسط این عدد در طول روز از معیاری بنام IPLV استفاده نموده اند که این رابطه بشکل زیر نوشته می شود:

$$IPLV = (0.01A) + (0.42B) + (0.45C) + (0.12D) •$$

Where : »

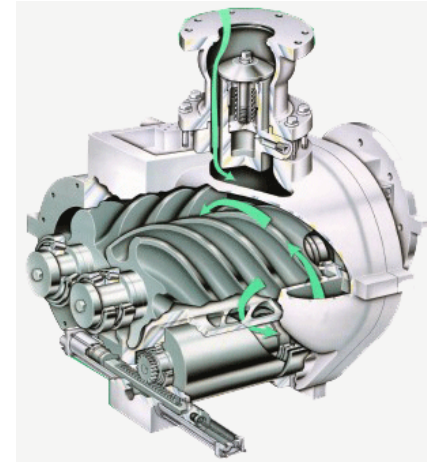
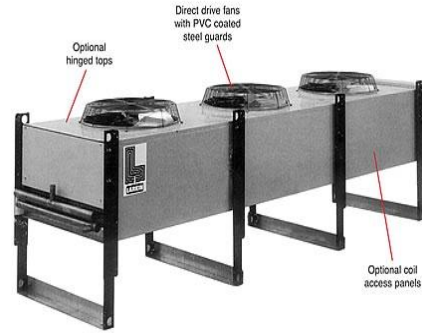
A = kW/ton at 100% load point »

B = kW/ton at 75% load point »

C = kW/ton at 50% load point »

D = kW/ton at 25% load point »

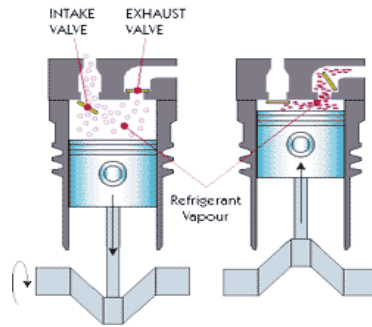
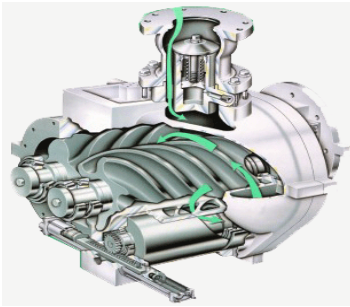
فصل دوم : معرفی اجزاء سیکل تراکمی



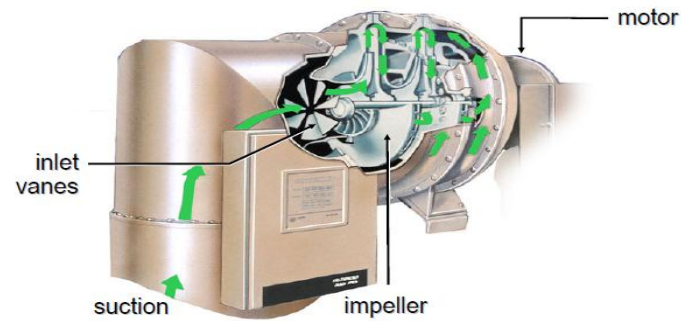
کمپرسورها

اصولا فرایند کمپرس کردن گاز از فشار اوپراتور تا فشار کندانسور را کمپرسورها انجام می دهند و بر اساس نوع عملکرد به دو خانواده بزرگ جابجایی مثبت و دینامیکی تقسیم میگردند.

در کمپرسورهای جابجایی مثبت فرایند افزایش فشار با کاهش حجم همراه بوده و کلیه کمپرسورهای موجود در این خانواده بر این اساس عمل مینمایند



در کمپرسورهای دینامیکی افزایش فشار در اثر افزایش سرعت گاز که در پوسته کمپرسور سرعت تبدیل به فشار میگردد صورت میپذیرد.



REFRIGERATION CHILLER COMPRESSOR

POSITIVE DISPLACEMENT

DYNAMIC

RECIPROCATING (Pistons)

ROTARY

CENTRIFUGALS

SCREW

SCROLL

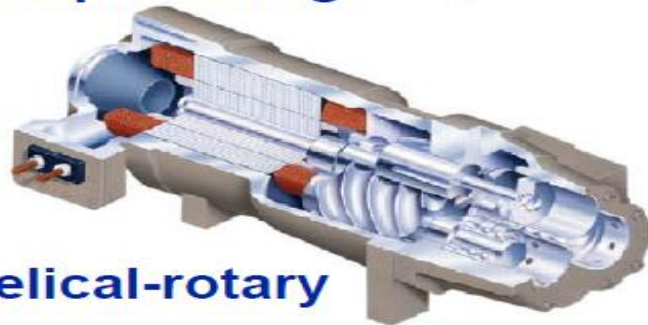
در این بخش در باره انواع کمپرسورهای تبرید به اختصار صحبت خواهد شد:



reciprocating



scroll



helical-rotary



centrifugal

۴ نوع کمپرسور بصورت عمده در کارخانجات تولید تجهیزات تبرید تراکمی مورد استفاده قرار می گیرد که عبارتند از:

کمپرسورهای پیستونی ، مارپیچی (اسکرال) پیچی (اسکرو) و سانتریفیوژ.

کمپرسورهای پیستونی بصورت سنتی چندین دهه است که در صنعت تبرید مورد استفاده قرار می گیرد که شامل: میل لنگ، پیستون ، شاتون ، سیلندر و سوپاپها می باشد گاز سوپر هیت در نقطه مرگ پائین وارد سیلندر شده و در نقطه مرگ بالا با فشار و دمای بالا از سیلندر خارج می گردد.

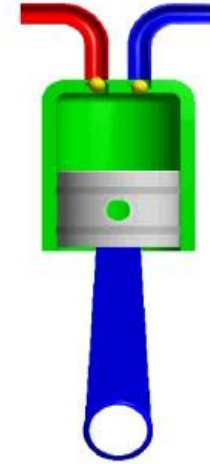
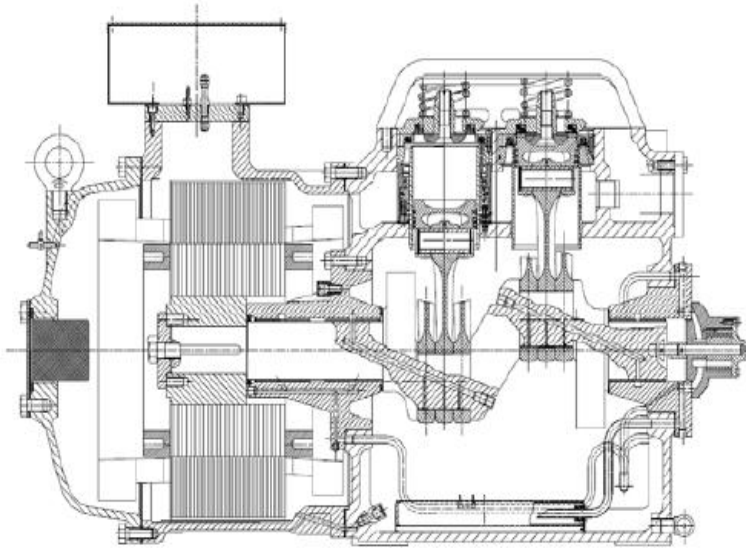
امروزه کمپرسورهای اسکرال و روتاری اسکرو بسیار معمول گردیده اند زیرا قابلیتها و راندمان بهتری نسبت به کمپرسورهای پیستونی در صنعت تبرید دارند.

کمپرسورهای پیستونی ، اسکرال و اسکرو بر اساس به دام انداختن مبرد در محفظه کمپرسور و سپس کاهش حجم آن مبرد را فشرده می نمایند که بر این اساس به این کمپرسورها کمپرسورهای جابجائی مثبت می گویند.

در مقابل کمپرسورهای سانتریفیوژ با استفاده از اصل فشرده سازی دینامیکی و تبدیل انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل برای افزایش فشار بخار مبرد ورودی عمل می نمایند که با استفاده از نیروی گریز از مرکز که توسط پروانه این کمپرسورها تولید می شود بخار مبرد را ابتدا سرعت داده و سپس این سرعت را به فشار تبدیل می نمایند .

بر اساس نوع عملکرد کمپرسورهای سانتریفیوژ به این کمپرسورها ، کمپرسورهای دینامیکی می گویند.

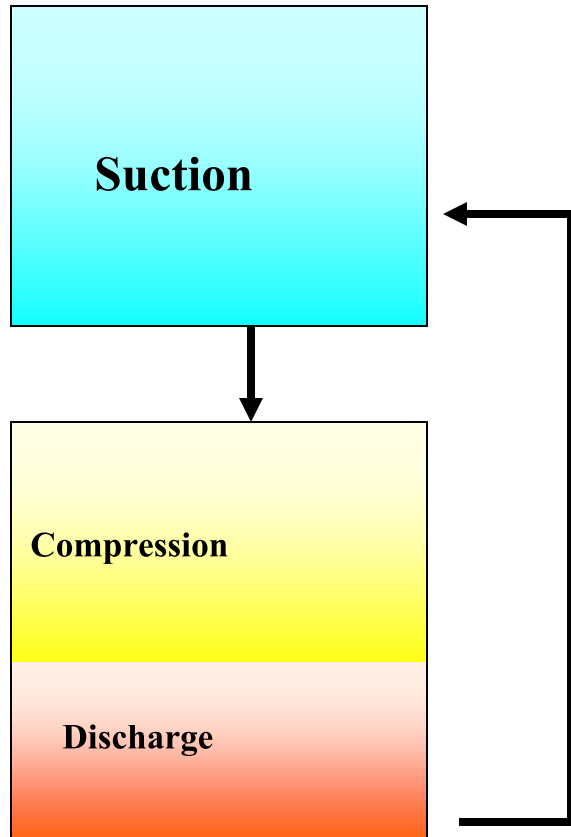
کمپرسورهای پستونی



کمپرسورهای پستونی از سری کمپرسورهای میباشند که موارد استفاده بسیاری در صنعت تبرید داشته اند کنترل بار در آنها توسط تجهیزاتی بنام UNLOADER انجام شده که توسط اهرمهایی از ورود و خروج گاز به سیلندرهایی بی بار شده جلوگیری شده و کمپرسور در توان پایینی قابل استفاده میگردد این کمپرسورها از لحاظ کنترل دور میل لنگ خوب عمل نمی نمایند و روش بدون بار کردن سیلندرها توسط جلوگیری از ورود گاز به سیلندر روش شناخته شده در کنترل ظرفیت این کمپرسورها میباشد. از لحاظ تعداد قطعات همانطور که مشاهده می گردد این کمپرسور قطعات زیادی داشته و در زمان بدون بار شدن سیلندرها مصرف انرژی متناسب با بار تغییر نمی نماید. همچنین این کمپرسورها در ظرفیت بالا ساخته میشوند و جهت دستیابی به ظرفیت بالا نیاز به تعداد زیادی کمپرسور میباشد.

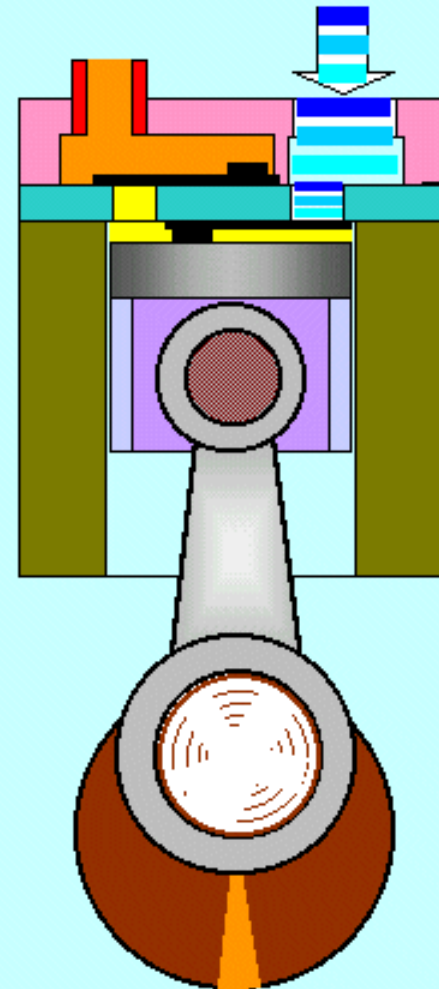
Compression Process of Reciprocating Type

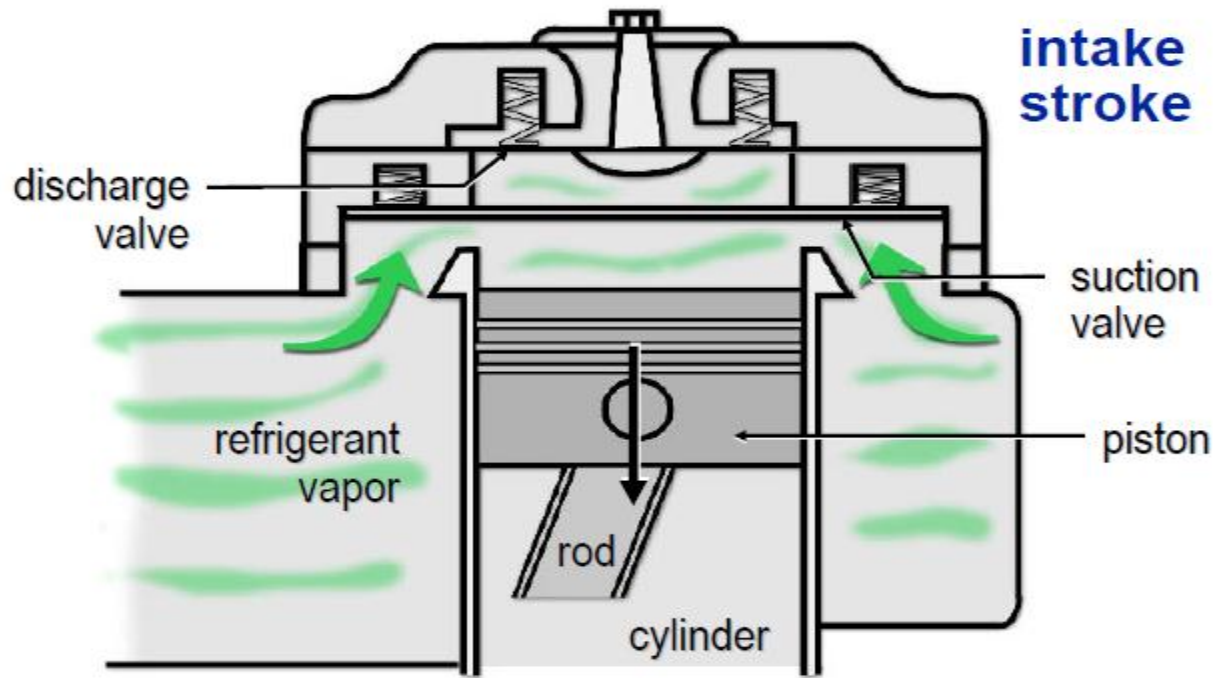
Series Progress



Discharge

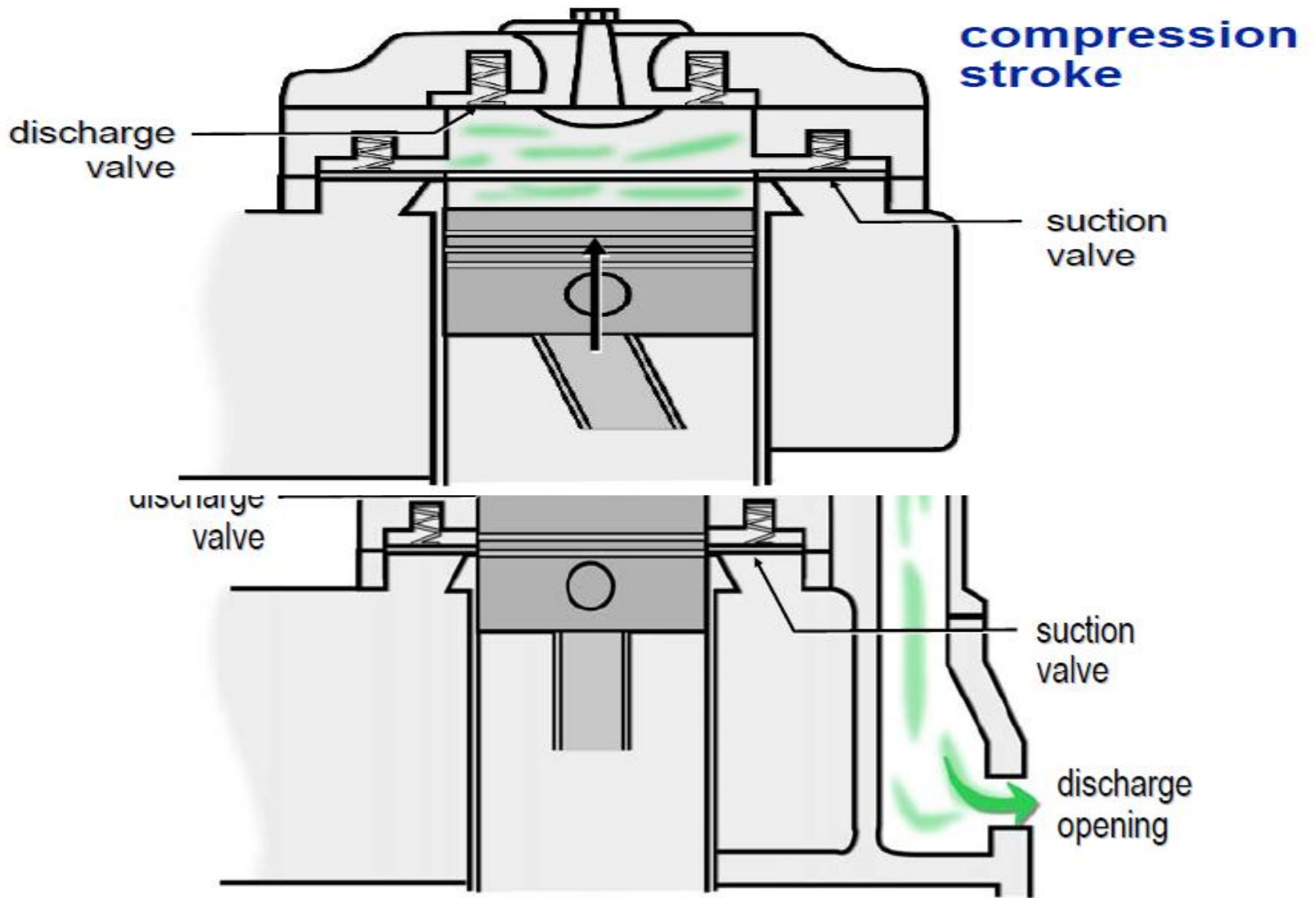
Suction

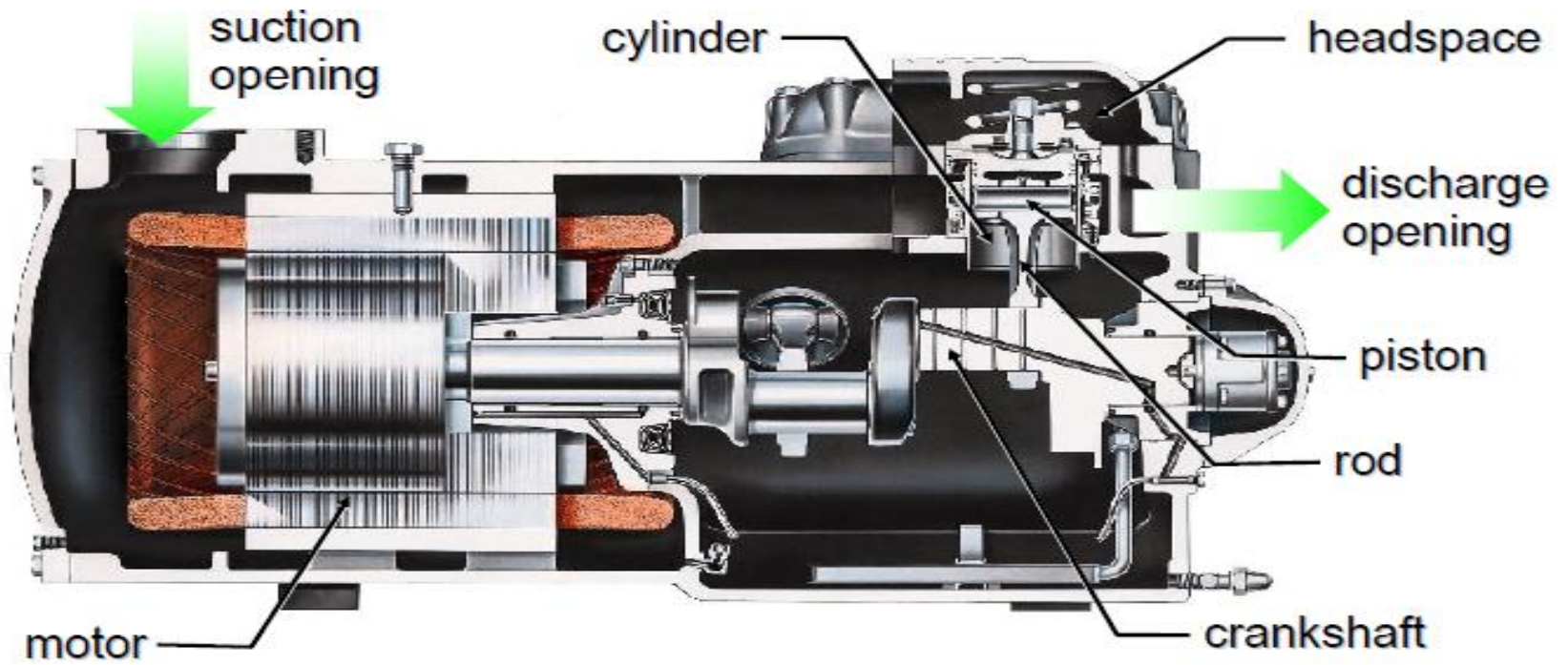




در فرآیند فشرده سازی ضربه ای پیستون این کمپرسور متناوباً به بالا و پائین حرکت کرده و مبرد در حرکت به پائین به داخل سیلندر مکیده می شود و با بالا رفتن پیستون مبرد مکیده شده فشرده می گردد و در انتها از طریق سوپاپ دهش به کندانسور تخلیه می گردد.

در واقع در داخل سیلندر به محض اینکه فشار داخلی سیلندر از فشار مکش بیشتر شود سوپاپ مکش بسته خواهد شد و با جابجائی پیستون به سمت بالا حجم کاهش یافته و فشار و دمای مبرد افزایش می یابد. مبرده به دام افتاده حداکثر فشار را در نقطه مرگ بالای حرکتی پیستون تجربه می نماید و در این نقطه با باز شدن سوپاپ دهش مبرد پر فشار کمپرسور را ترک می نماید.





در کمپرسور پیستونی نشان داده شده در تصویر بالا بخار مبرد سرد در ورود به کمپرسور ابتدا با باز شدن سوپاپ مکش از روی سیم پیچ موتور گذشته و از این طریق وارد کمپرسور می گردد با گرفتن گرما از سیم پیچ این بخار قدری فشرده می گردد و پس از فشرده سازی از طریق سوپاپ دهش تخلیه می گردد. اکثر کمپرسورهای پیستونی دارای چند جفت سیلندر و پیستون متصل به یک میل لنگ می باشند. این کمپرسورها در صنعت تبرید بصورت گسترده ای در انواع مختلف تجهیزات تبرید مورد استفاده قرار گرفته اند ولی همانطور که قبلا ذکر شد در حال جایگزین شدن با کمپرسورهای اسکرو و اسکرو می باشند زیرا این کمپرسورها راندمان بالاتر و قابلیت اطمینان بهتری دارند و همچنین تعداد قطعات آنها نسبت به کمپرسورهای پیستونی قابل مقایسه نمی باشد.

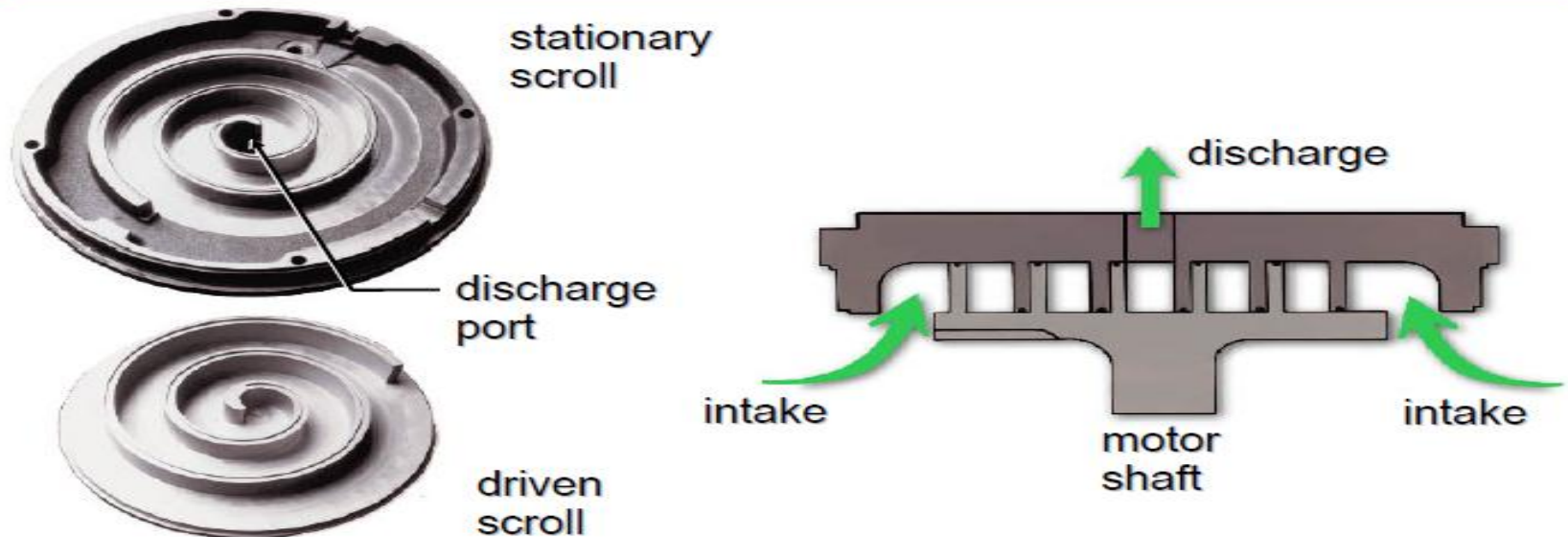
کارکرد کمپرسور رفت و برگشتی:

کمپرسورهای اسکرال



دارای یک مارپیچ ثابت و یک مارپیچ متحرک بوده که گاز در محیط وارد شده و در اثر چرخش مارپیچ متحرک به چشمه با کاهش حجم رانده میشود ساختمان این کمپرسور بسیار ساده بوده که از طریق کنترل سرعت این کمپرسور بصورت معمول میتوان کنترل میزان ظرفیت خروجی کمپرسور را انجام داد ولی این کمپرسور تنها در ظرفیتهای پایین ساخته شده و حجمهای زیاد گاز در چیلرهای بزرگ را نمی توان با آن فشرده نمود.

Scroll Compressor

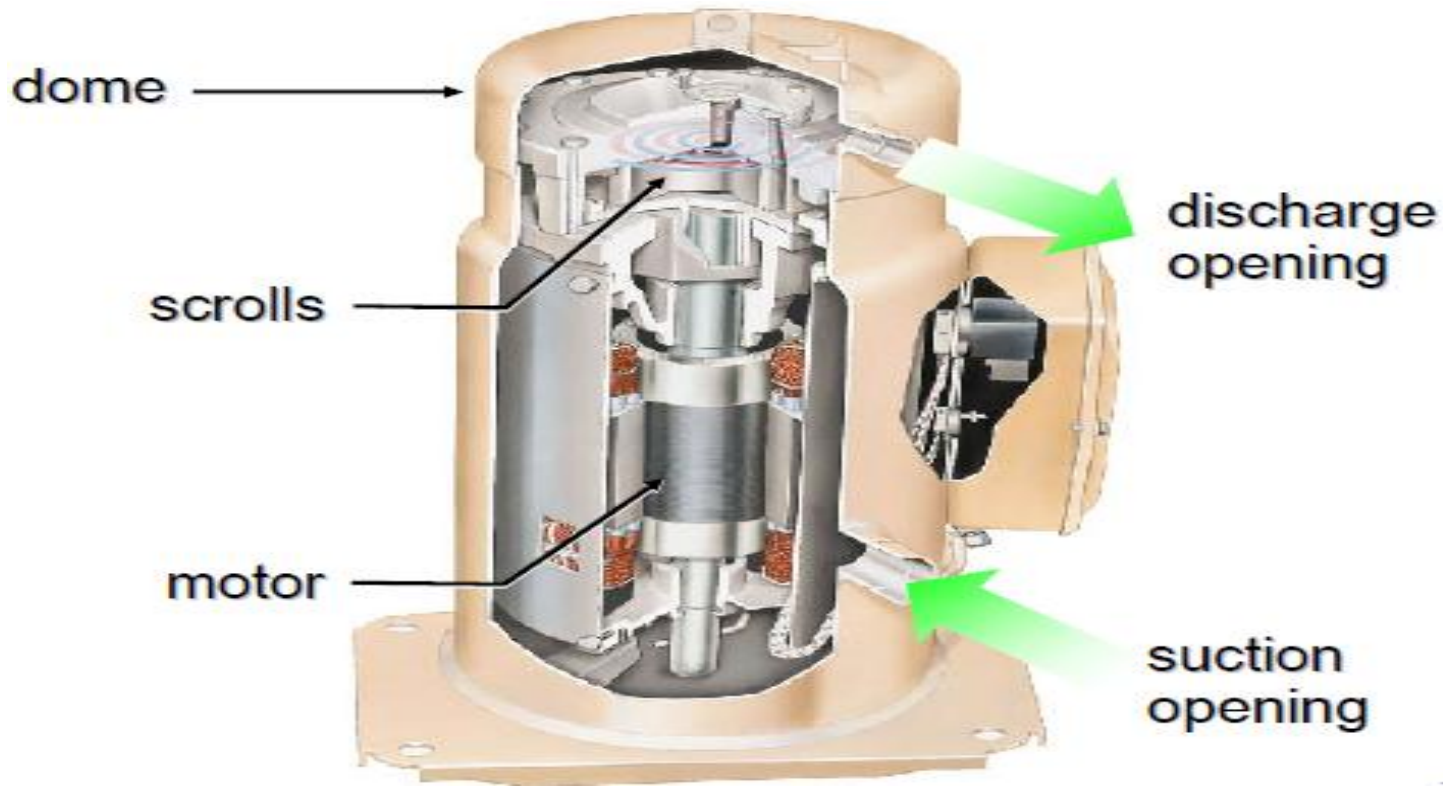


مشابه کمپرسورهای پیستونی کمپرسورهای اسکرال نیز گاز را در فضای داخلی به دام انداخته و با کاهش حجم گاز فشار گاز را افزایش می دهند.

کمپرسورهای اسکرال دارای دو مارپیچ ثابت و متحرک بوده که مطابق اشکال بعد اقدام به فشردن سازی گاز می نماید. در طول فشردن سازی یک لایه نازک روغن حرکت کرده و در طول حرکت کاملاً آویزند بوده و فرار گاز به سمت مکش ندارد و به نوعی لایه روغن اجازه نشستی گاز به عقب را نمی دهد.

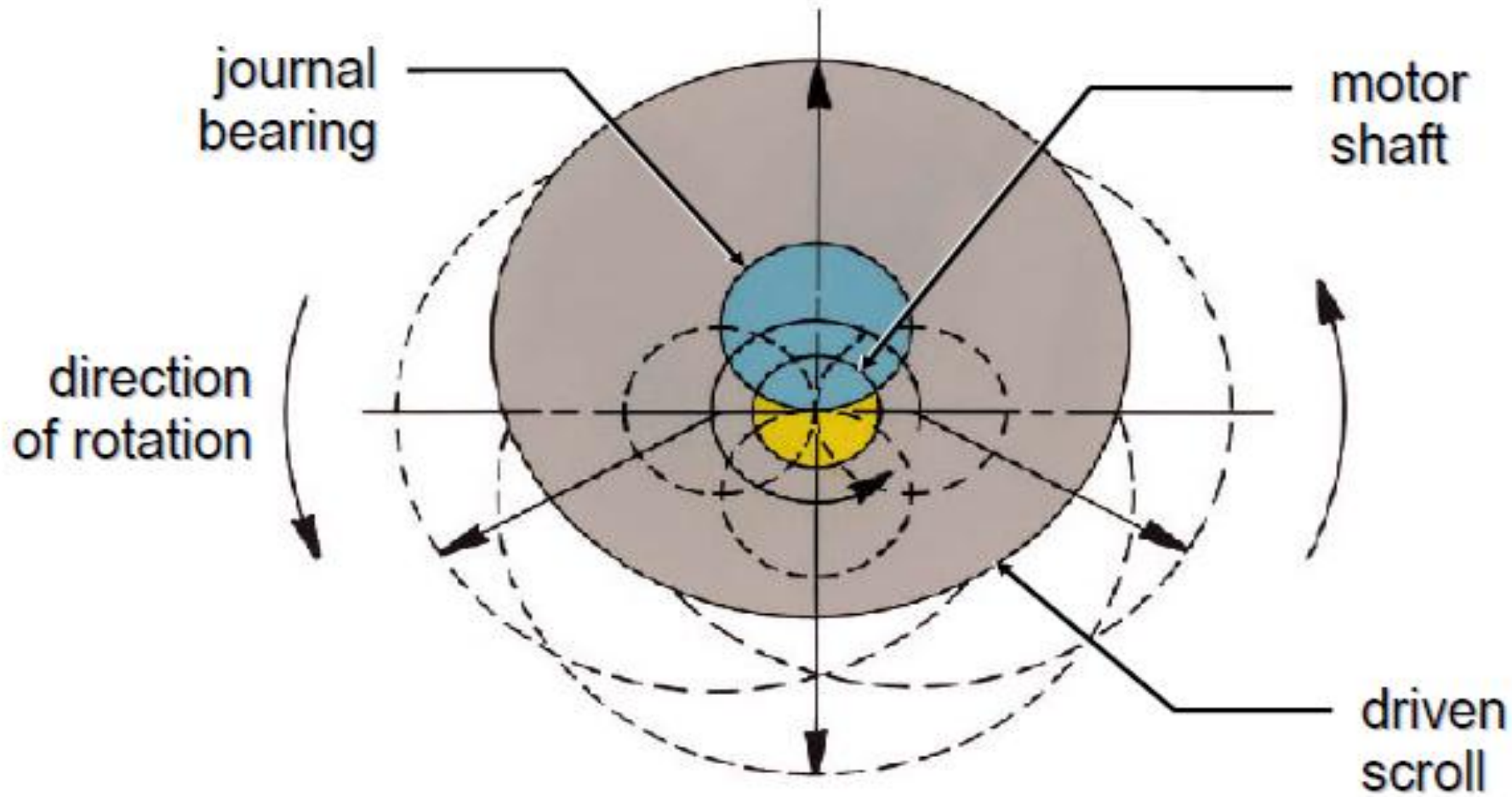
مارپیچ بالائی مارپیچ ثابت نامیده شده که خروجی گاز فشردن روی آن قرار دارد. مارپیچ پائینی مارپیچ متحرک بوده که موتور و یاتاقانها و شافت به آن متصل می باشد.

بخار مبرد از پیرامون مارپیچ متحرک وارد شده و از مرکز مارپیچ ثابت پس از فشردن سازی خارج می گردد.

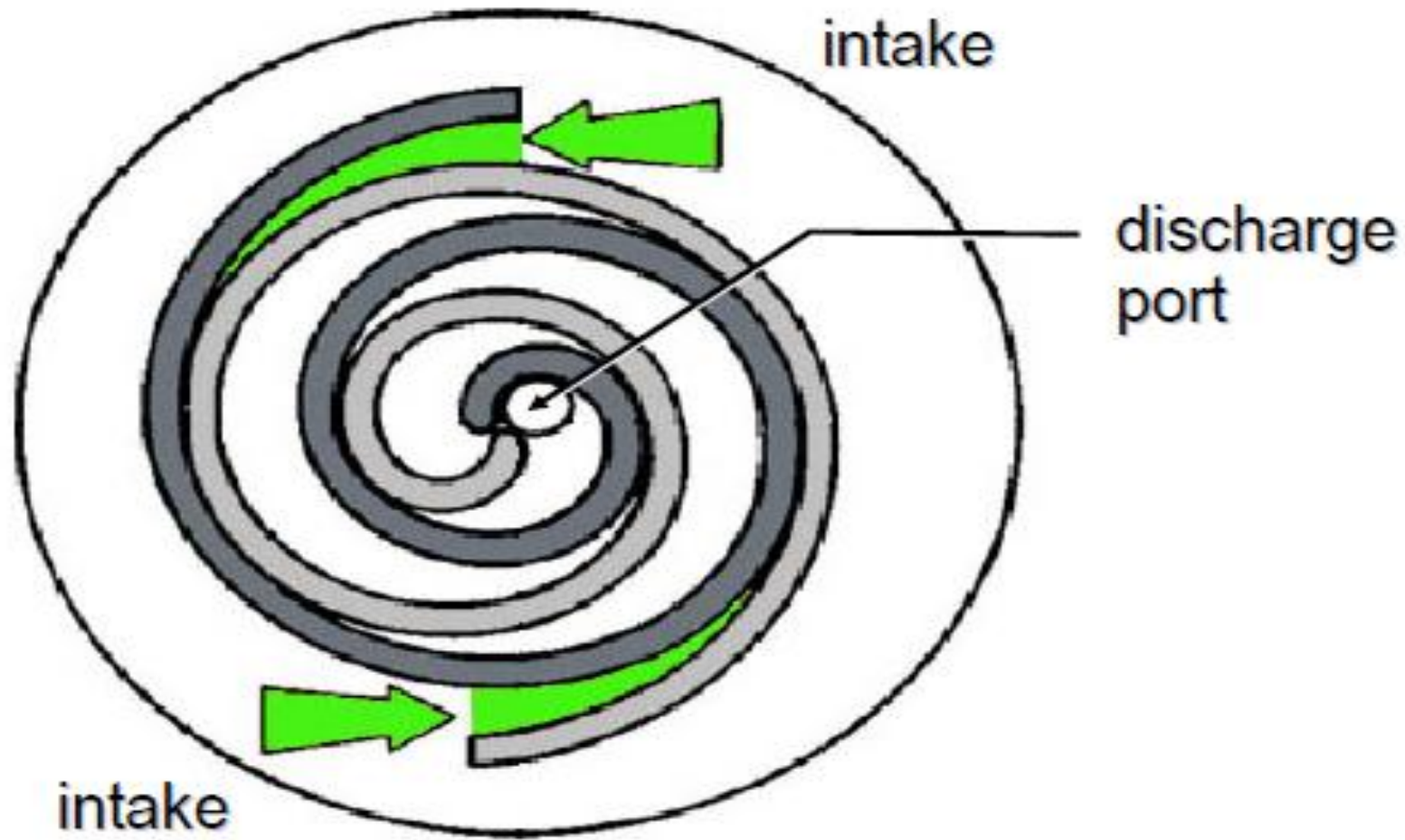


شکل شماتیک و برش خورده کمپرسور اسکروال بالا نشان می دهد :

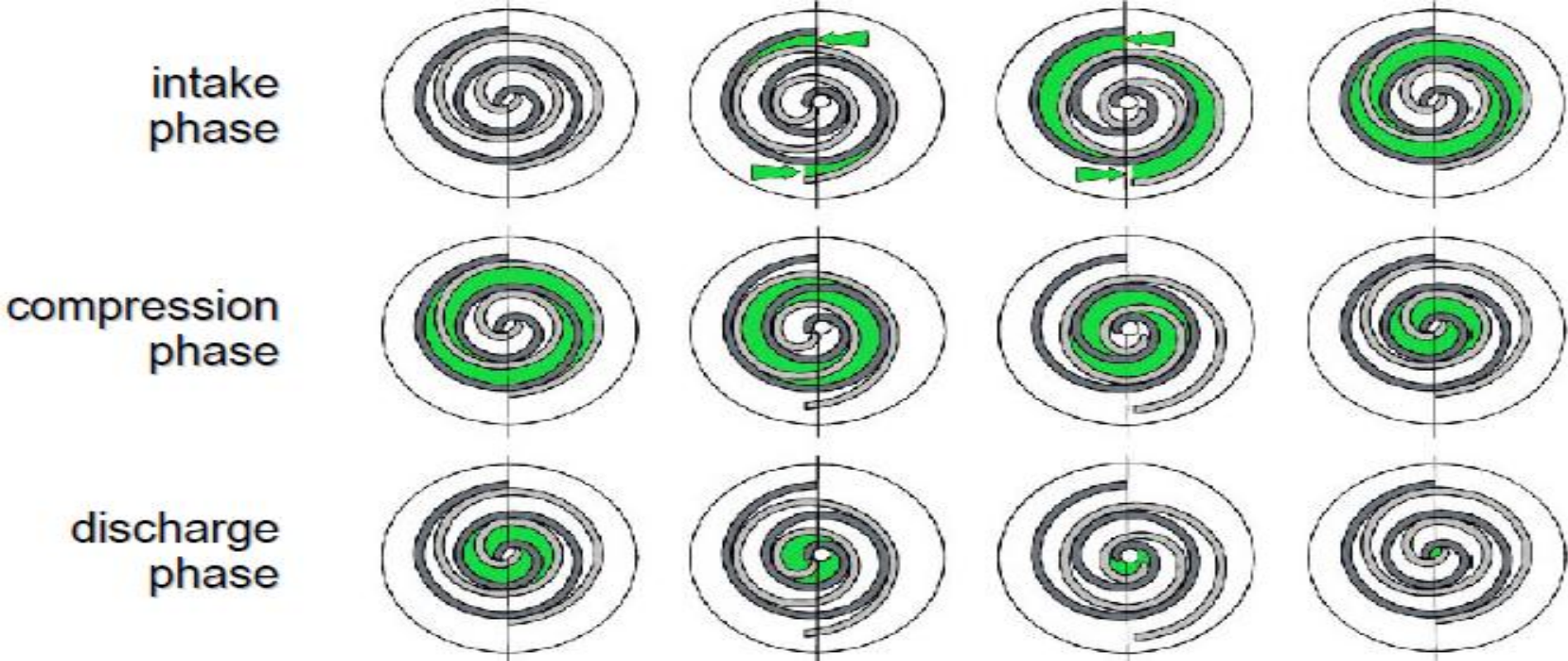
بخار مبرد از طریق هانه ورودی پس از گذشتن از سیم پیچ موتور و گرفتن دمای آن وارد ورودی اسکروالها شده و پس از فشرده سازی از طریق قسمت دهش از کمپرسورها خارج می گردد. در صنعت تهویه مطبوع کمپرسورهای اسکروال بصورت گسترده ای در هیت پمپها ، پکیجهای سقفی ، دستگاههای مستقل ، سیستمهای دو و چند پارچه و چیلرهای کوچک (مینی چیلر) مورد استفاده قرار می گیرند.



شافت اسکرویل متحرک مجهز به یاتاقان بوده و باعث می گردد که یاتاقان بصورت ثابت شافت را در محور خود حفظ نماید.



حرکت مارپیچ متحرک باعث می گردد که بخار مبرد از دهانه ورودی با کاهش حجم به دهانه خروجی رانده شود. شماتیک کارکرد سه مرحله کارکرد کمپرسور اسکرو در شکل بعد نشان داده شده است

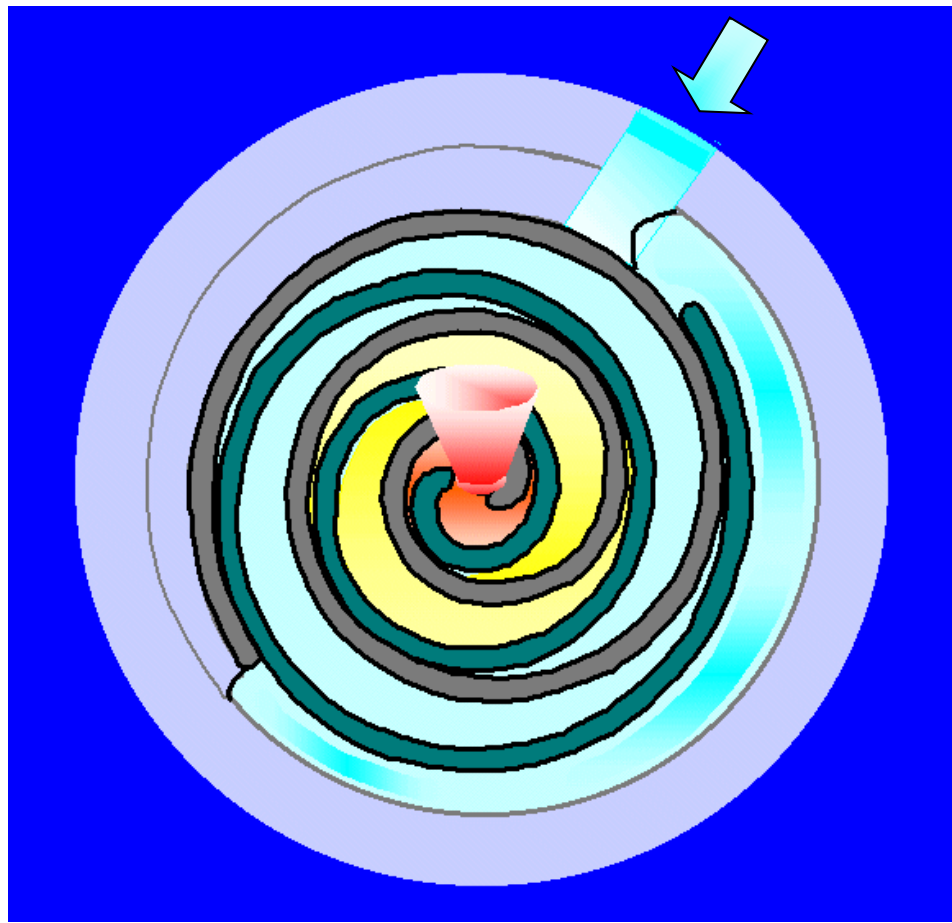
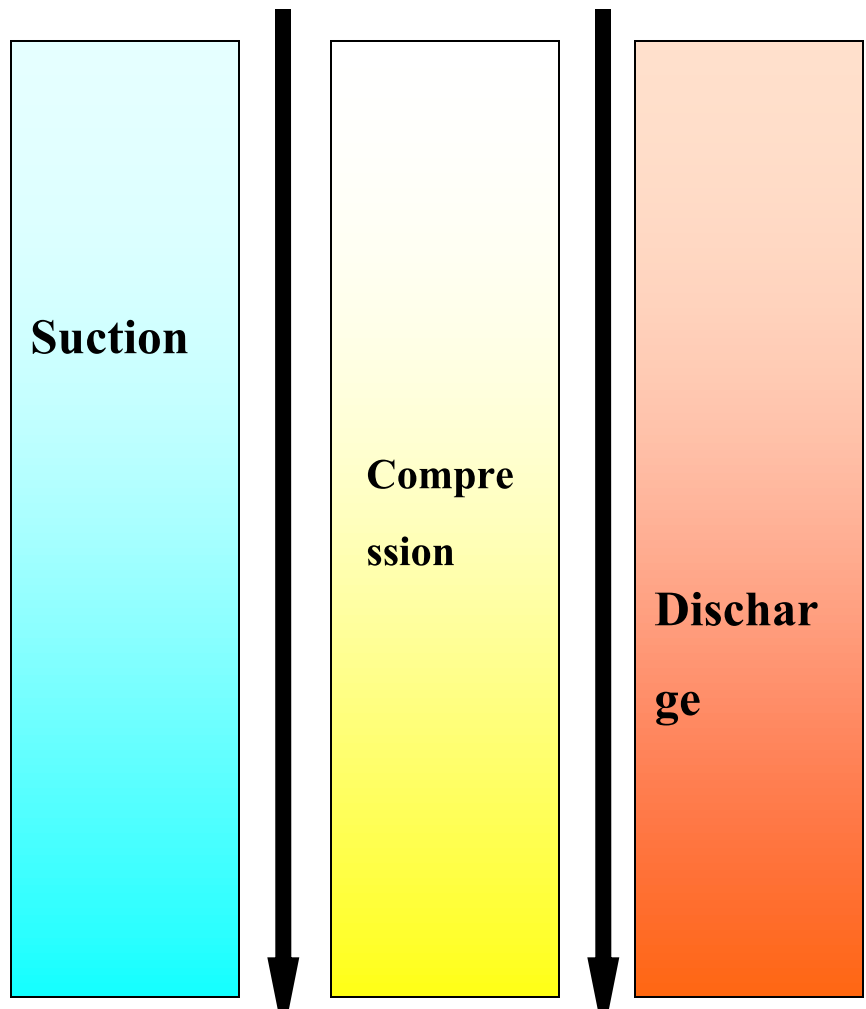


در طول مرحله اول مبرد از طریق لبه ها به داخل دو اسکرول کشیده شده و پس از اتمام این مرحله لبه های مورد ذکر مجددا اینکار را تکرار می نمایند و بسته می شوند . در طول مرحله دوم حجم بین این دو اسکرول در اثر حرکت کاهش یافته و فشار مبرد افزایش می یابد و در اتمام مرحله دوم فشار به فشار دیسشارژ خواهد رسید در مرحله سوم لبه های داخلی اسکرال مبرد پر فشار را به دهانه خروجی رانده و از این طریق مبرد از کمپرسور خارج می گردد .

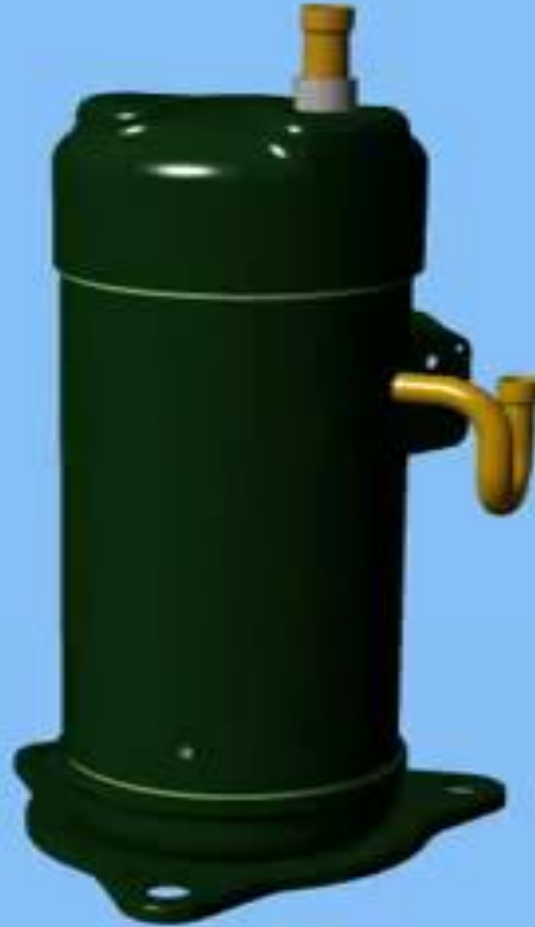
با توجه به این اشکال متوجه می گردید که این سه مرحله بصورت متوالی در حال انجام می باشد . در حالی که یک جفت از لبه ها در حال دریافت گاز می باشند یک جفت در حال تراکم و یک جفت در حال تخلیه می باشند.

Compression Process of Scroll Type

Simultaneous Progress

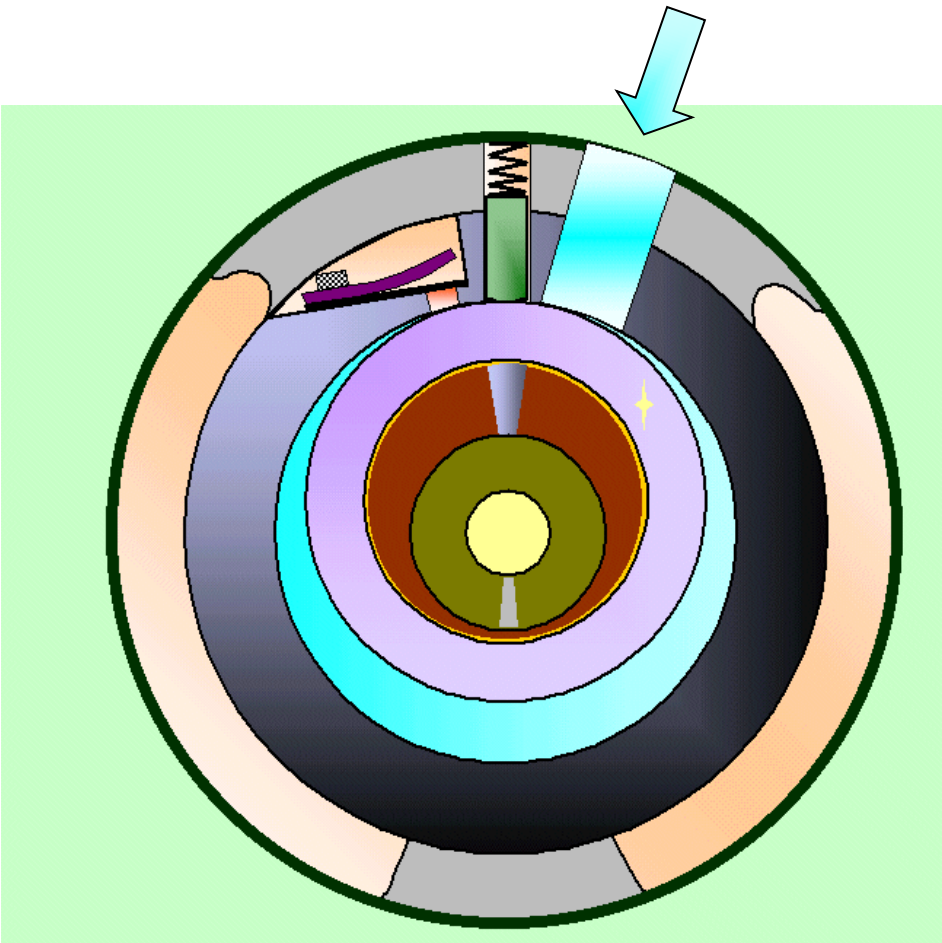
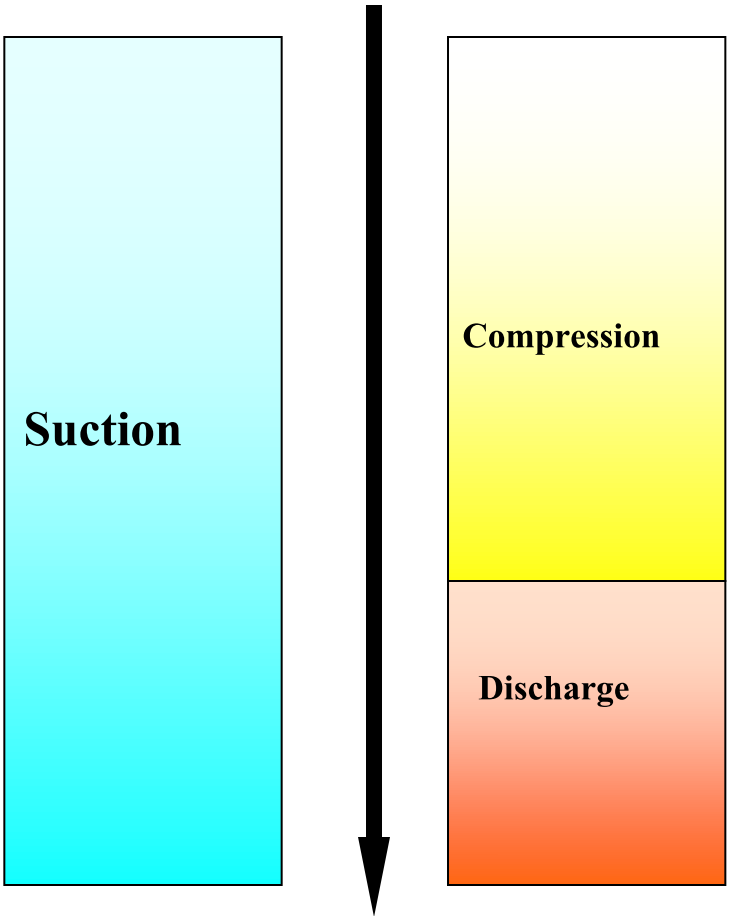


کارکرد کمپرسور اسکرال:

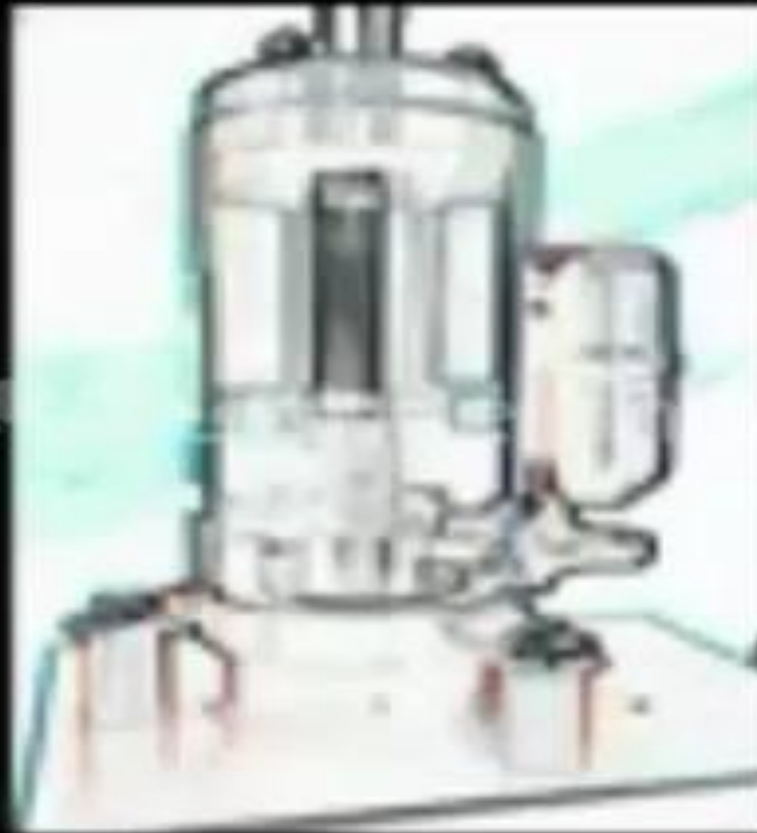


Compression Process of Rolling-piston Type Rotary

Simultaneous Progress



کارکرد کمپرسور روتاری:



مقایسه فنی سیستم دیجیتال اسکرال با اینورتر اسکرال:

اساس کار کمپرسور دیجیتال اسکرال ، تغییر دبی مبرد در چرخه تبرید ، برای ایجاد ظرفیت متغیر و در نتیجه ، صرفه جویی قابل توجه در مصرف انرژی است . در سیستم های VRF دیجیتال ، این کمپرسورها در کنار یک سامانه کنترل پیشرفته ، سیستم تهویه فوق هوشمندی را به وجود می آورند .

در این سیستم بر خلاف اینورتر ، از تغییر دامنه حرکت ، اسکرال (مکانیکی) به جای تغییر فرکانس (الکتریکی) استفاده می شود . که به همین دلیل مزیت هایی بر آن سیستم دارد .

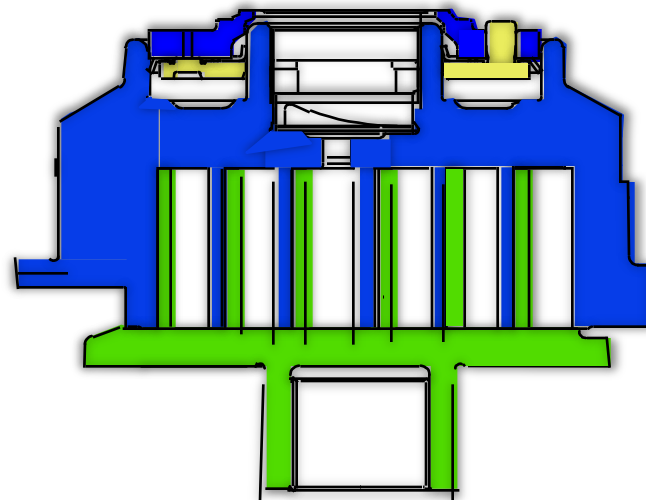
در بررسی زیر ، مقایسه دقیق و موردی بین سیستم های دیجیتال و اینورتر انجام شده است .

Digital Scroll

▪ کمپرسورهای اسکرال ترکیب حرکت دورانی و رفت و برگشتی هستند، در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال مقدار مبرد جهت ارسال به هر کدام از یونیت ها توسط شیر سلنوئیدی کنترل می شود که این خود باعث کاهش مصرف برق میشود.



▪ در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال هر نوع تغییری در روشن و خاموش شدن دستگاه به سرعت اعمال میشود.



کلید فن آوری کوپلند کمپرسورهای دیجیتال اسکرال



شیر PWM

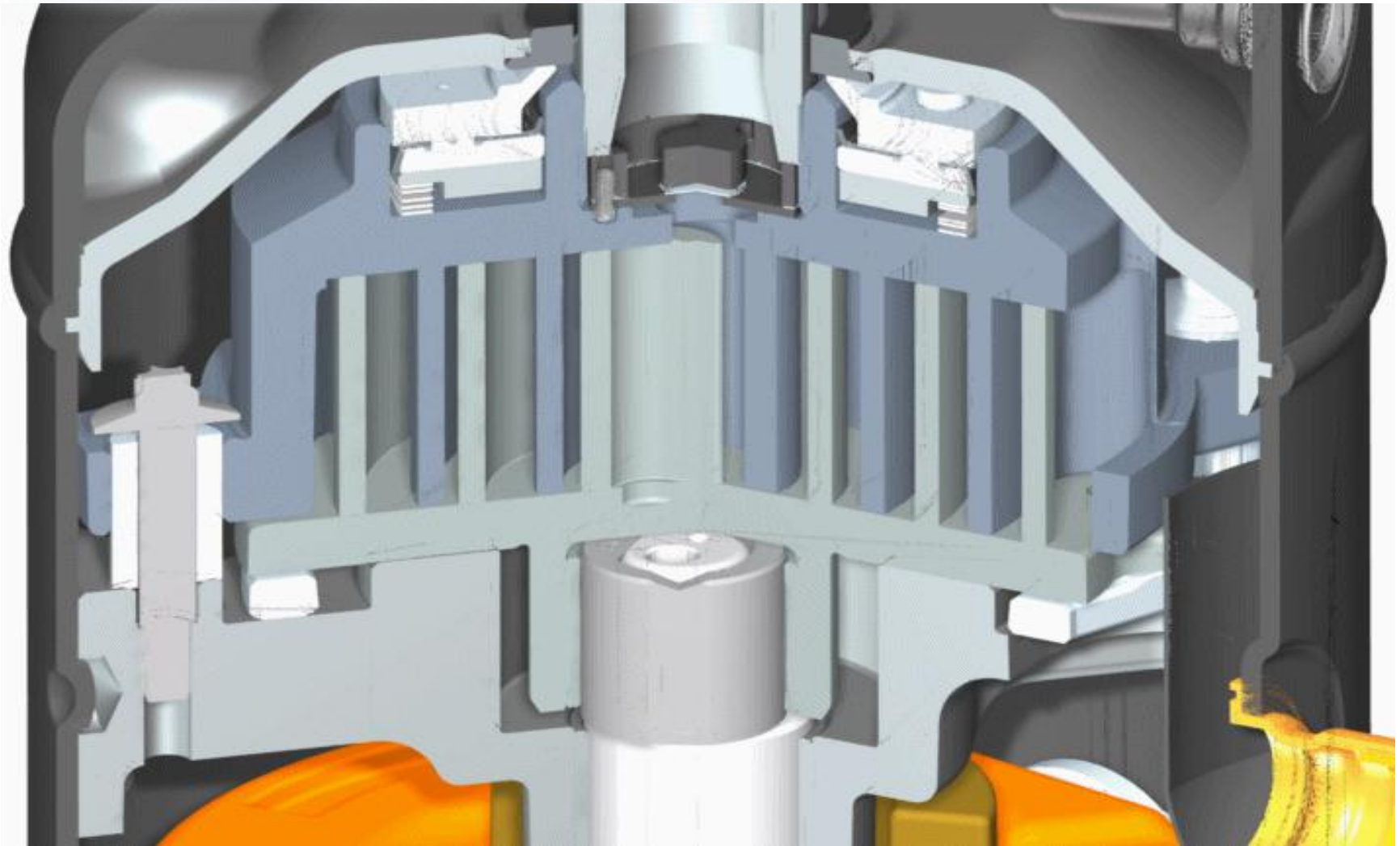
لوله دیس شارژ

لوله ساکشن

- ❑ دستگاههای دیجیتال اسکرال با استفاده از شیر سلونئیدی PWM میتواند میزان مبرد را از ۱۰ تا ۱۰۰٪ براساس پانل های روشن تنظیم کند.
- ❑ در این سیستم جریان مبرد میتواند با نیاز ظرفیت در هر یونیت داخلی به صورت مستقل از طریق شیر انبساط کنترل شود.
- ❑ کمپرسورها با مارک کوپلند، بهترین در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال
- ❑ بدون لرزش و صدا

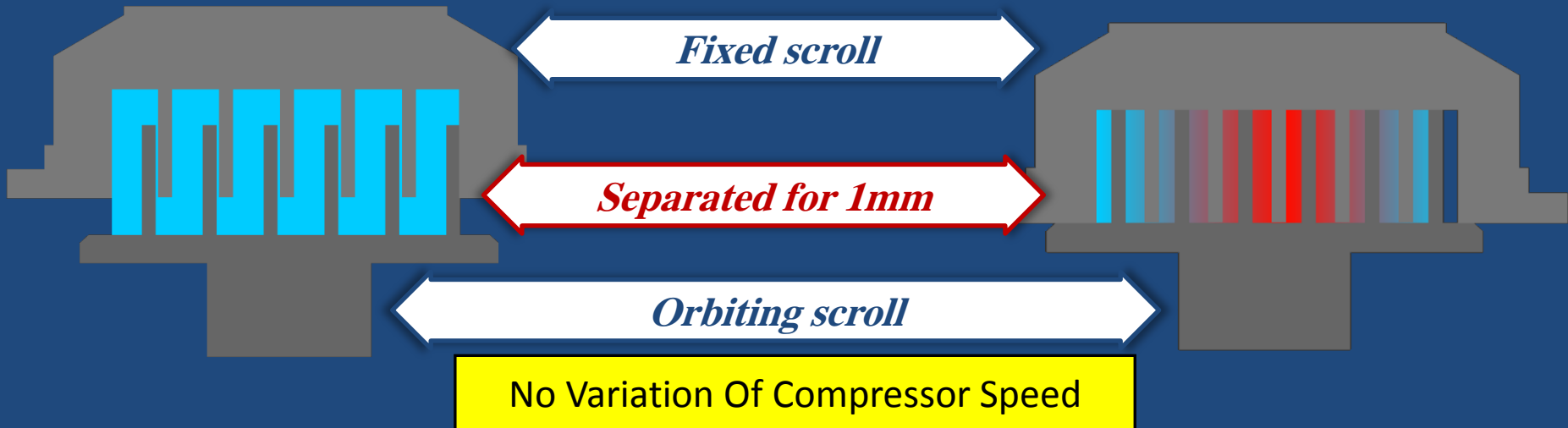
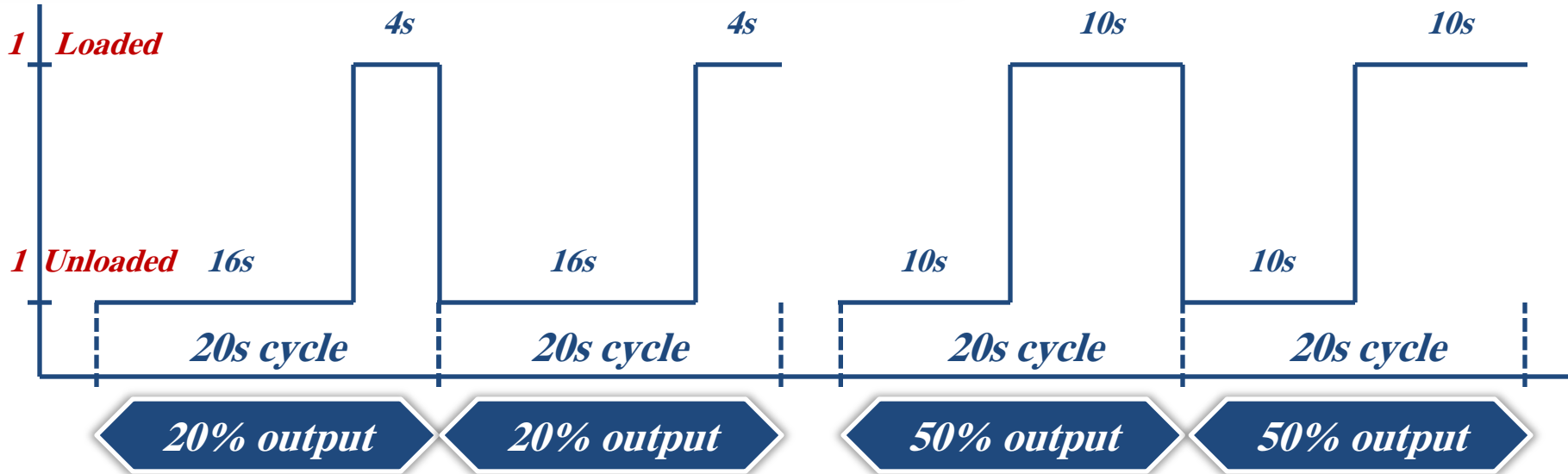
کارکرد کمپرسور اسکرال دیجیتال:

چگونگی کارکرد در نمای برش خورده



مدولاسیون به دست آمده با جدا شدن فک ها به اندازه ۱ میلی متر

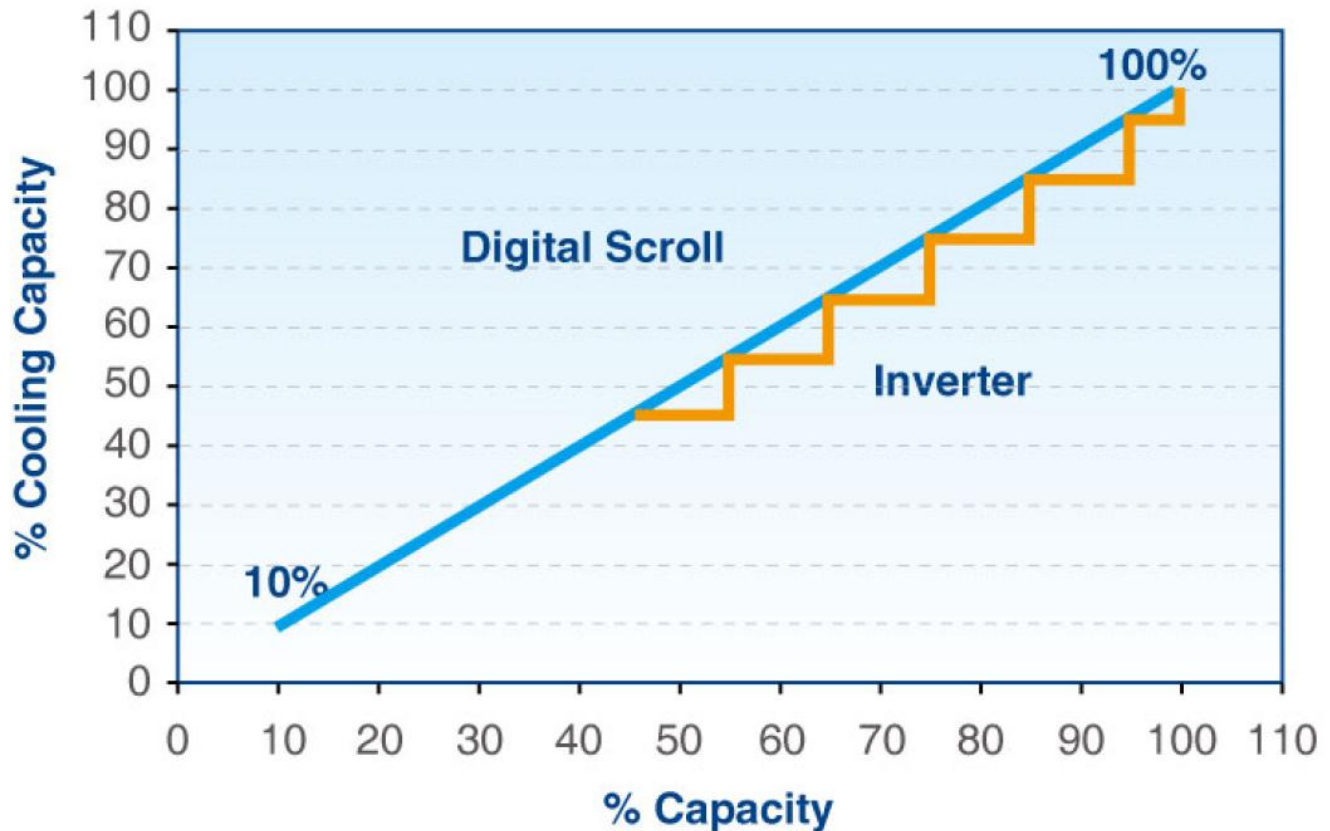
High efficiency Digital Scroll compressor



Advanced PWM compressor technology

◆ با توجه به عملکرد چرخه مشاهده می گردد که کمپرسورهای دیجیتال اسکرال می توانند به طیف پیوسته ای از ظرفیت برسند

◆ در این محدوده گسترده از کنترل ظرفیت می توان از کنترل بار دقیق فضاها اطمینان داشت



DC Inverter Scroll

ساختار داخلی کمپرسور با تکنولوژی اینورتور:

Outdoor unit

SV4

SV2

Gas-liquid separator

SV1

Constant comp.

*Test and charge ref.
valve*

Liquid pipe

Oil balance pipe

Liquid accumulator

SV6

*High pressure
sensor*

4-Way Valve

EXV

SV5

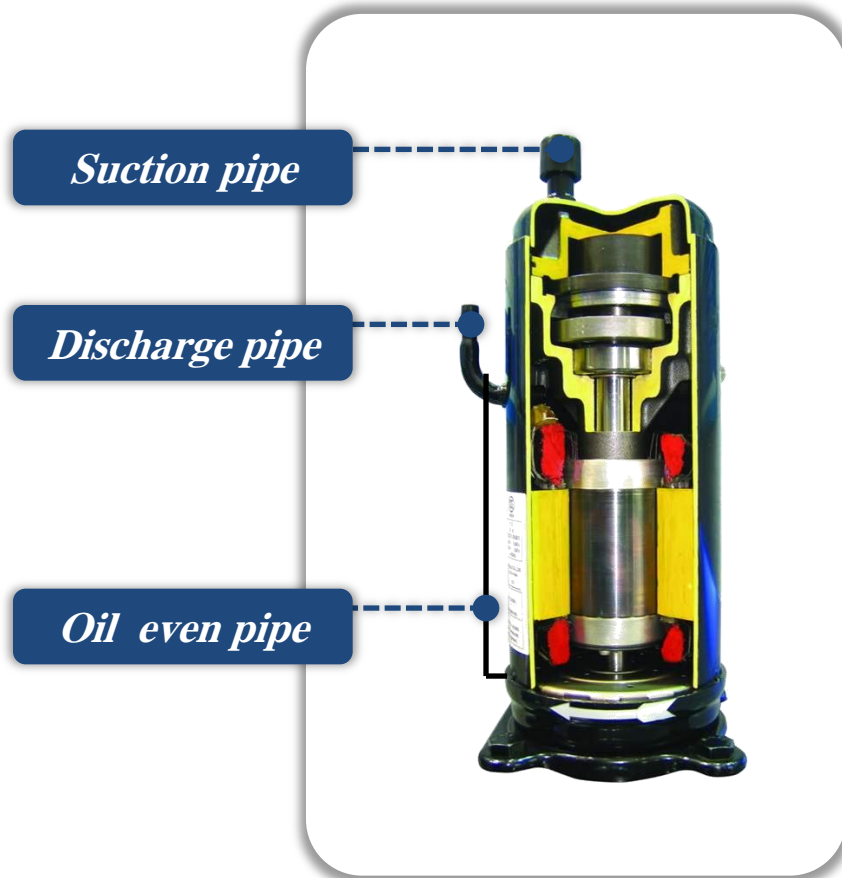
DC inverter comp.

Gas pipe

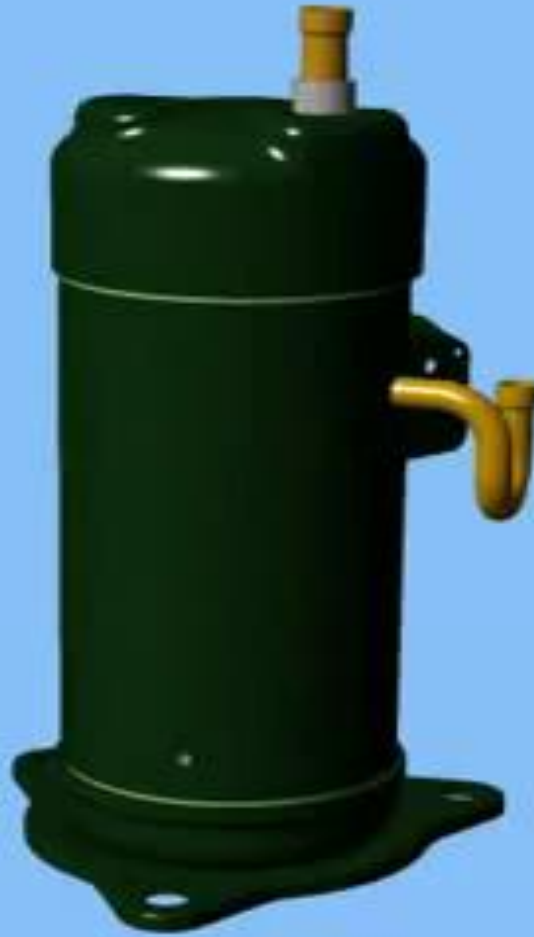


DC inverter compressor

(Hitachi)



کارکرد کمپرسور اسکرال اینورتور:



مقایسه فنی سیستم دیجیتال اسکرال با اینورتر اسکرال

مقایسه فنی کمپرسور دیجیتال اسکرال:

اساس کار کمپرسور دیجیتال اسکرال ، تغییر دبی مبرد در چرخه تبرید ، برای ایجاد ظرفیت متغیر و در نتیجه ، صرفه جویی قابل توجه در مصرف انرژی است . در سیستم های VRF دیجیتال ، این کمپرسورها در کنار یک سامانه کنترل پیشرفته ، سیستم تهویه فوق هوشمندی را به وجود می آورند .

در این سیستم بر خلاف اینورتور ، از تغییر دامنه حرکت ، اسکرال (مکانیکی) به جای تغییر فرکانس (الکتریکی) استفاده می شود . که به همین دلیل مزیت هایی بر آن سیستم دارد .

در بررسی زیر ، مقایسه دقیق و موردی بین سیستم های دیجیتال و اینورتور انجام شده است .

۱) ساختار مکانیکی

دیجیتال :



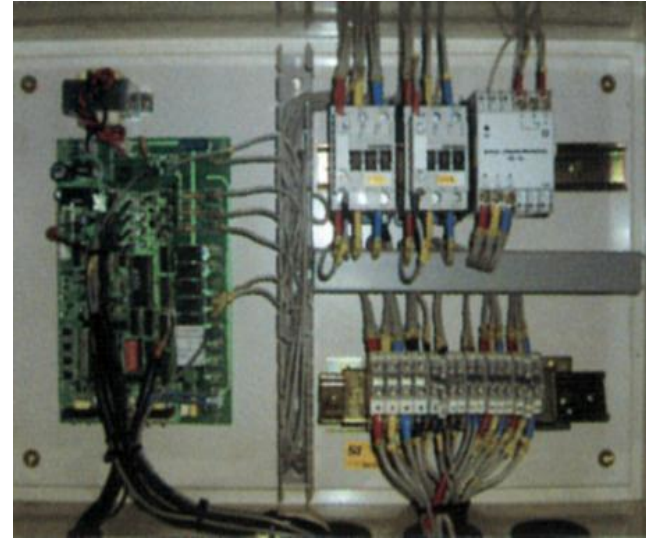
اینورتور :



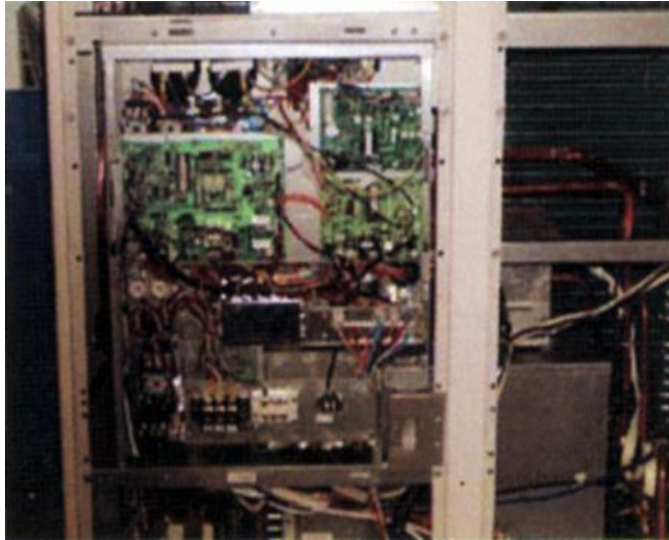
مطابق شکل ، در سیستم دیجیتال ، به دلیل عدم وجود مدار های بای پس مبرد ، شیرهای سلنوئید و لوله های بای پس مربوطه نیز حذف می شوند و سیستم بسیار ساده است .
اما در سیستم اینورتور ، به دلیل نیاز به تعدادی بای پس ، کل سیستم باید به لوله ها و شیر سلنوئید های مربوطه مجهز شود .
که پیچیدگی در ساختار مکانیکی کمپرسور بیشتر است .

۲) الکترونیکی:

دیجیتال :



اینورتور :



مطابق شکل ، مدارها الکترونیکی در سیستم دیجیتال ، بسیار ساده و کم ، و کم حجم ، و در سیستم اینورتور ، به دلیل وجود تعداد زیاد مدارها و بوردهای الکترونیکی اضافی در اینورتور ، پیچیده تر است .

۳) ضریب اطمینان سیستم:

سیستم VRF دیجیتال اسکرال ، از روی آماری که در ۵ سال اخیر به دست آمده (در آسیا) پس از نصب ، تست و راه اندازی صحیح ، ۹۹.۹۹۶ درصد سیستم ها عملکرد صحیح در بازه آزمایش داشته اند . که از بالاترین ضرایب اطمینان در صنعت است .

در مورد سیستم های اینورتور با کمپرسور های مشابه (اسکرال کوپلند) به علت دمای بالایی که تعداد زیاد بورد های الکترونیکی ایجاد می کنند آمار failure بالاتر است . در آسیا این آمار بین ۱ تا ۲ درصد است.

۴) عملکرد در محیط های گرمسیری :

سیستم های دیجیتال اسکرال معمولا تا دمای محیط ۵۲ درجه سلسیوس (۱۲۵ درجه فارنهایت) قابلیت کاربری دارند . و این عدد برای سیستم های اینورتور در حدود ۴۳ درجه سلسیوس (۱۱۰ درجه فارنهایت) است .

۵) نظارت ، نگهداری و تعمیرات دوره ای :

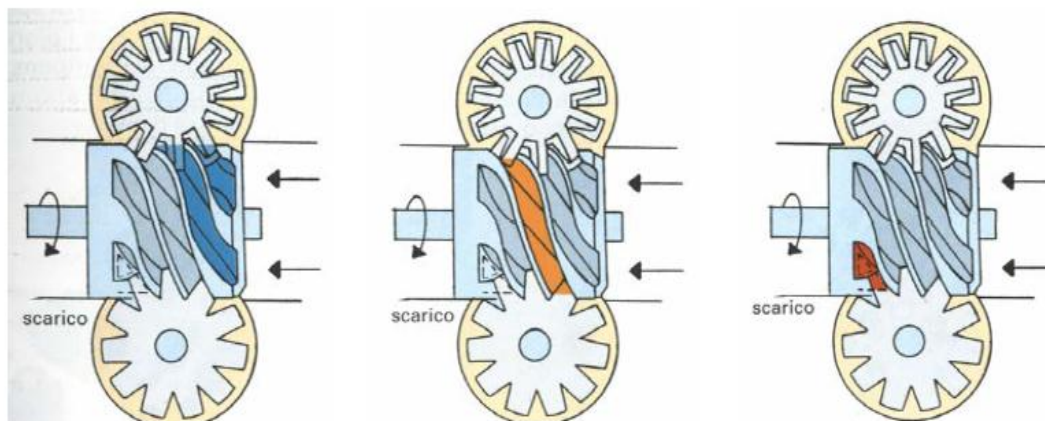
در سیستم های دیجیتال به دلیل عدم تعدد بوردهای الکترومغناطیسی ، نیاز به فیلترهای مخصوص هارمونیک هم نیست . اما در سامانه های اینورتور ، به دلیل وجود فرکانس های هارمونیک ، باید فیلتر های مخصوص برای خنثی سازی تعبیه شود که هزینه بالاتری به سیستم تحمیل می کند .

٦) نوسانات ولتاژ:

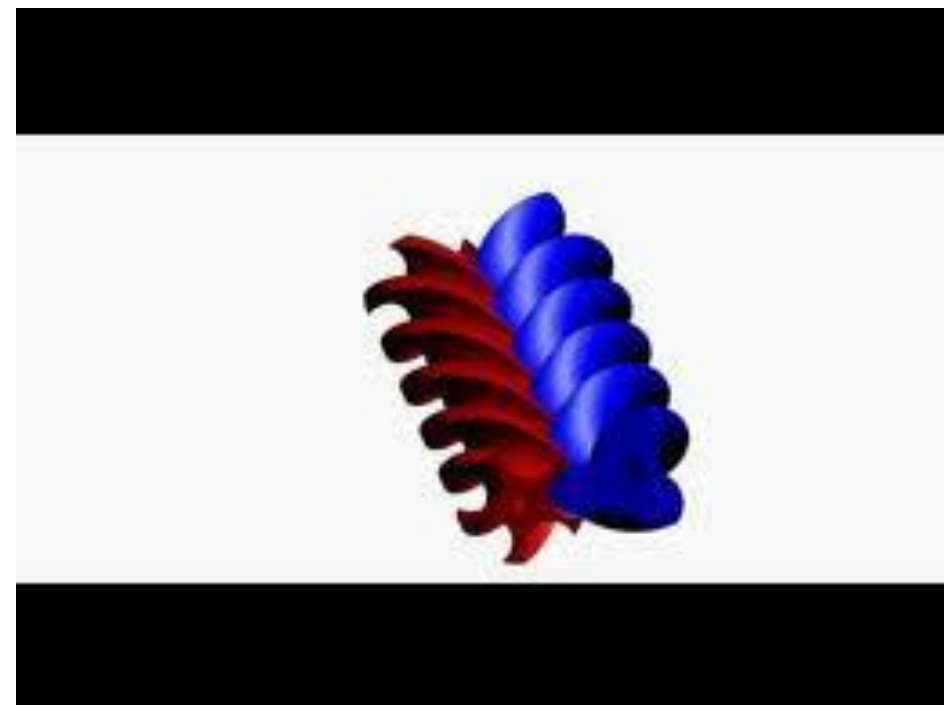
سیستم دیجیتال توانایی عملکرد در بازه نسبتاً وسیع ولتاژ را دارد و در نتیجه در برابر ، نوسانات مقاوم است .
اما در سیستم اینورتور وجود استبلایزر (تثبیت کننده) ولتاژ و همچنین کنترل فاز ، برای اطمینان از عملکرد صحیح ضروری است .

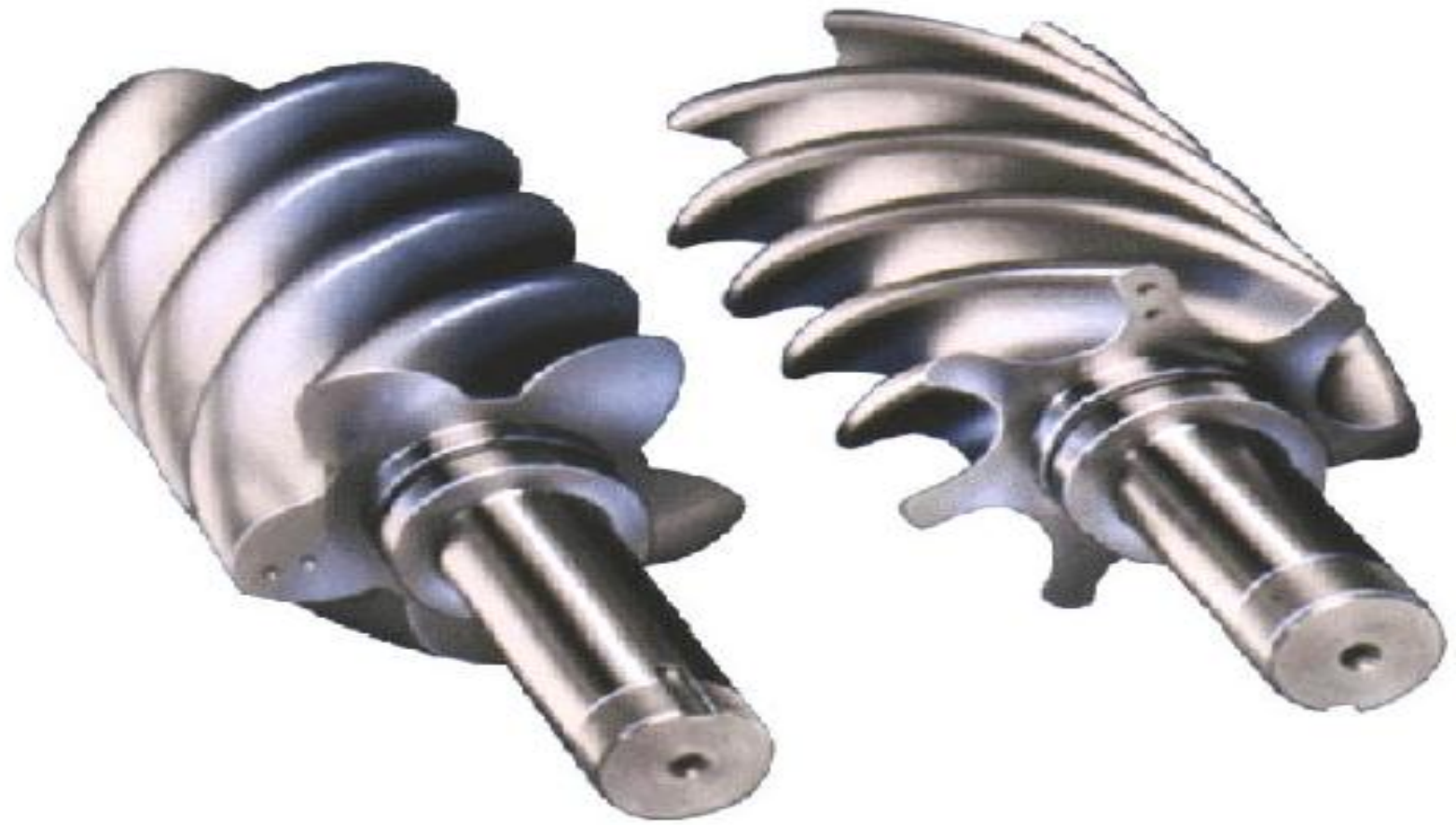
کمپرسورهای اسکرو

شامل دو نوع در ساختار بوده و با نامهای SINGLE SCREW و DOUBLE SCREW مطابق اشکال ذیل وجود دارند.

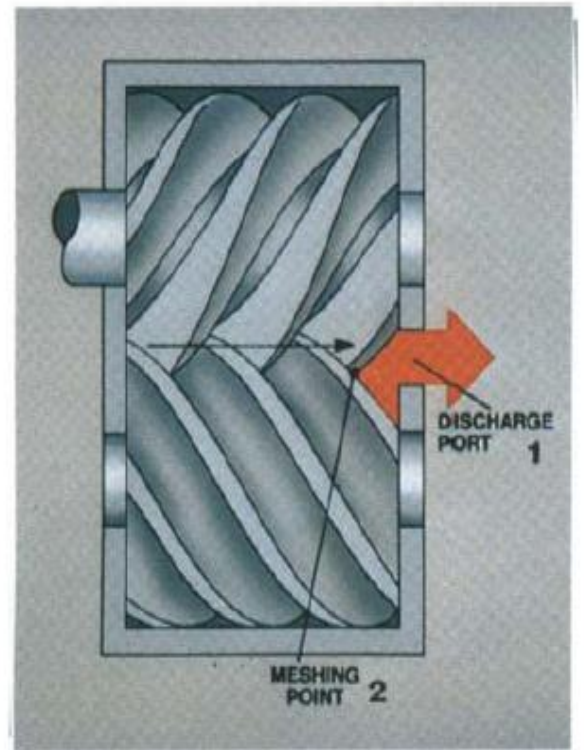
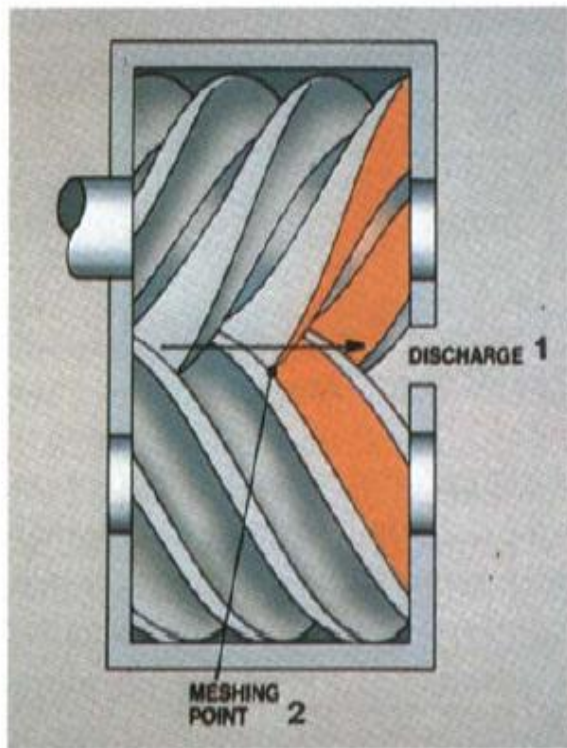
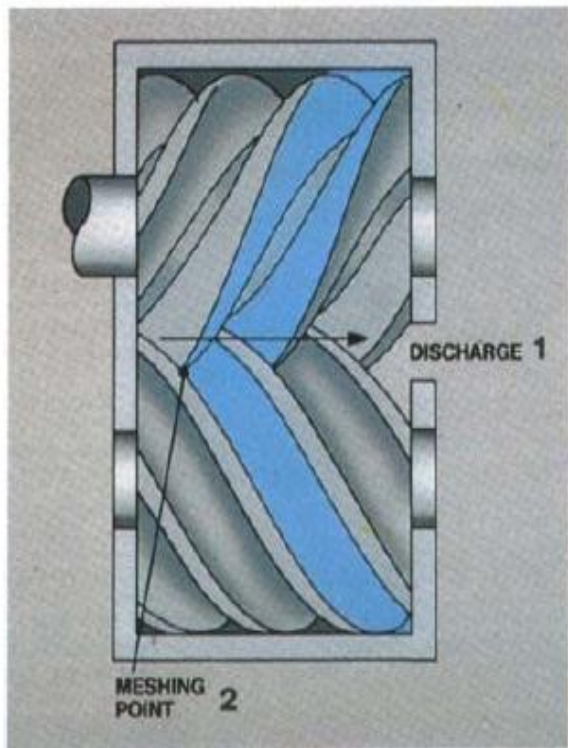


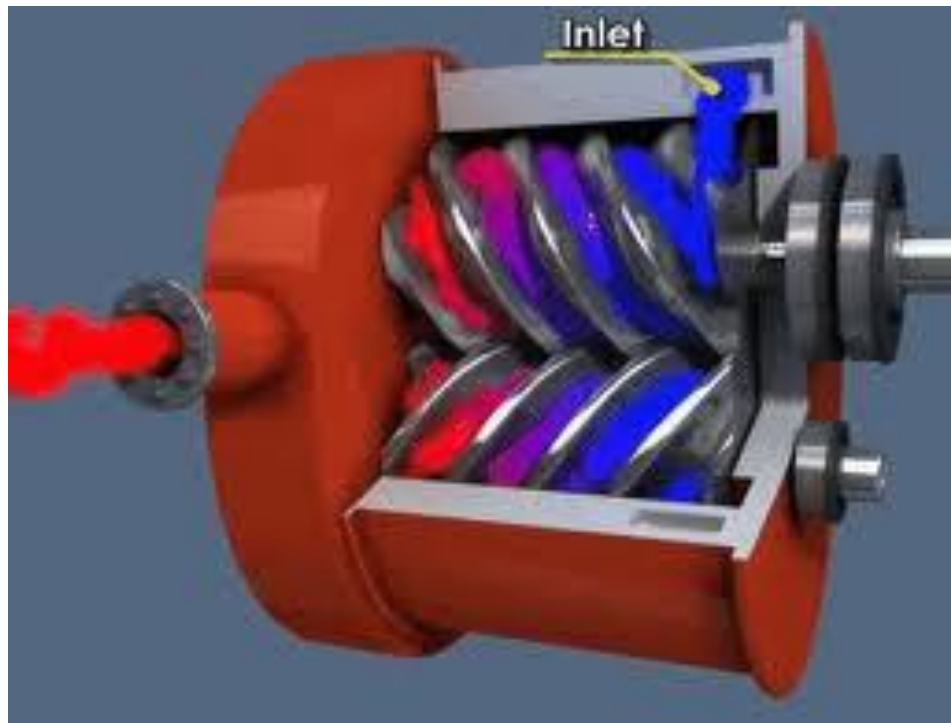
نحوه فشرده شدن مبرد در کمپرسورهای TWIN SCREW و SINGLE SCREW





کمپرسورهای اسکرو نیز مشابه کمپرسورهای اسکرال بخار مبرد را در فضای بین اسکروها محبوس نموده و کاهش حجم داده تا افزایش فشار یابد. در این کمپرسورها یک جفت اسکرو متحرک فرآیند فشرده سازی را انجام می دهند.





همانطور که مشاهده می‌گردد این کمپرسورهای جابجایی مثبت در هر دو نوع باعث کاهش حجم گاز در روند فشرده شدن می‌گردند.

روش کنترل بار در آنها بسیار بهتر از کمپرسورهای پیستونی بوده و توسط کنترل جرم در ورودی کمپرسور انجام می‌گردد. انواع کنترل بار دیجیتال و آنالوگ آن موجود بوده و در روند کنترل ظرفیت کمپرسور استفاده از روش کنترل دبی جرمی گاز در ورودی ارجحیت دارد.

تعداد قطعات کمپرسورهای اسکرو بسیار کمتر از کمپرسورهای پیستونی بوده و بالطبع استهلاک پایینتری دارند. حد پایین ظرفیت آنها تا جایی که شیر کاهش دبی بصورت شیر انبساط عمل ننماید میتواند کاهش یابد مثلاً تا ۱۲ درصد ظرفیت ماکزیمم و میزان مصرف انرژی آن در قسمتی از بار حدوداً متناسب با درصد بار از بار کل میتواند معرفی گردد.

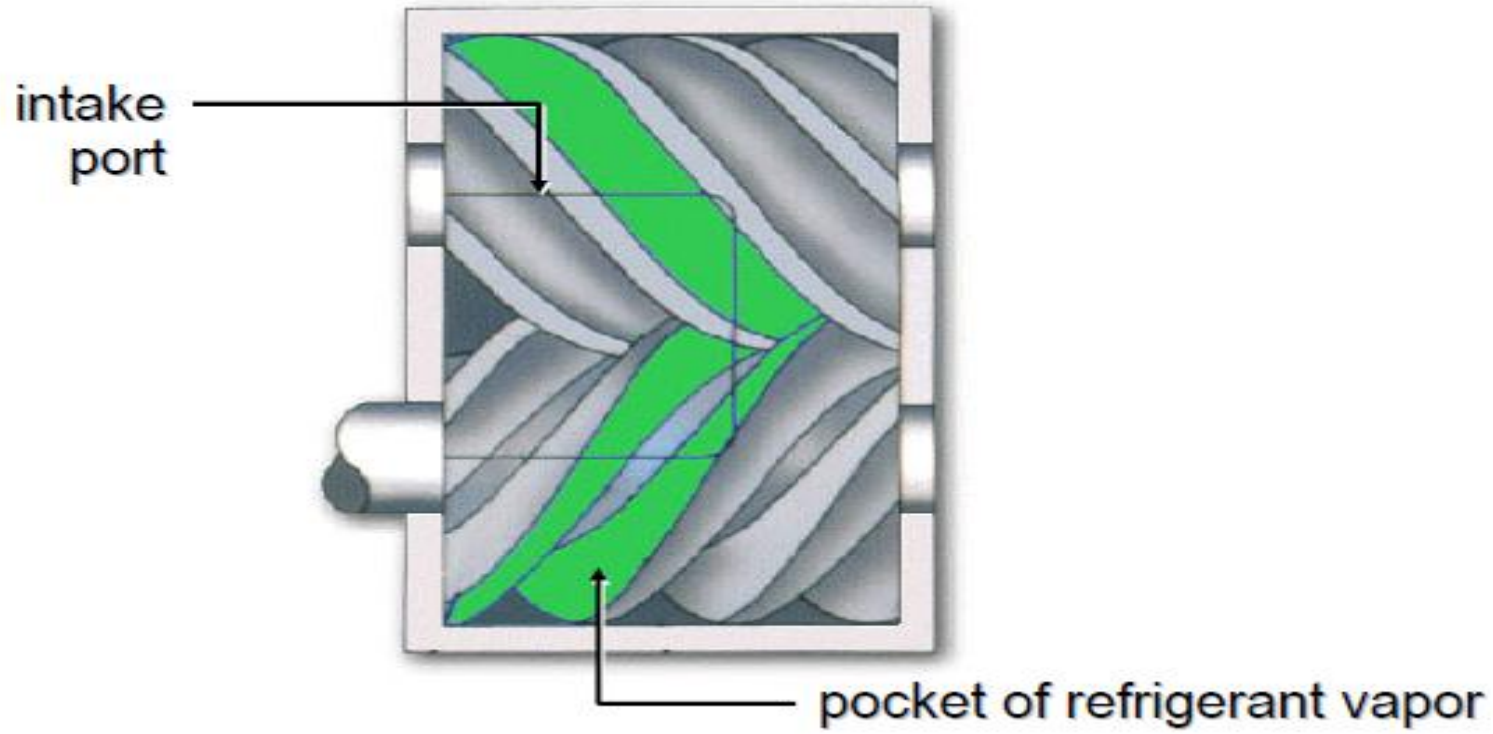


روتور کار گذاشته شده با تلورانس پائین در داخل کمپرسور تعبیه گردیده است. فاصله بین روتورها با روغن حین کار پر شده تا گاز در حال فشرده سازی مجال فرار به عقب نیابد.

روتور Male تنها توسط الکتروموتور به گردش در می آید و روتور Female توسط روتور Male به گردش در می آید

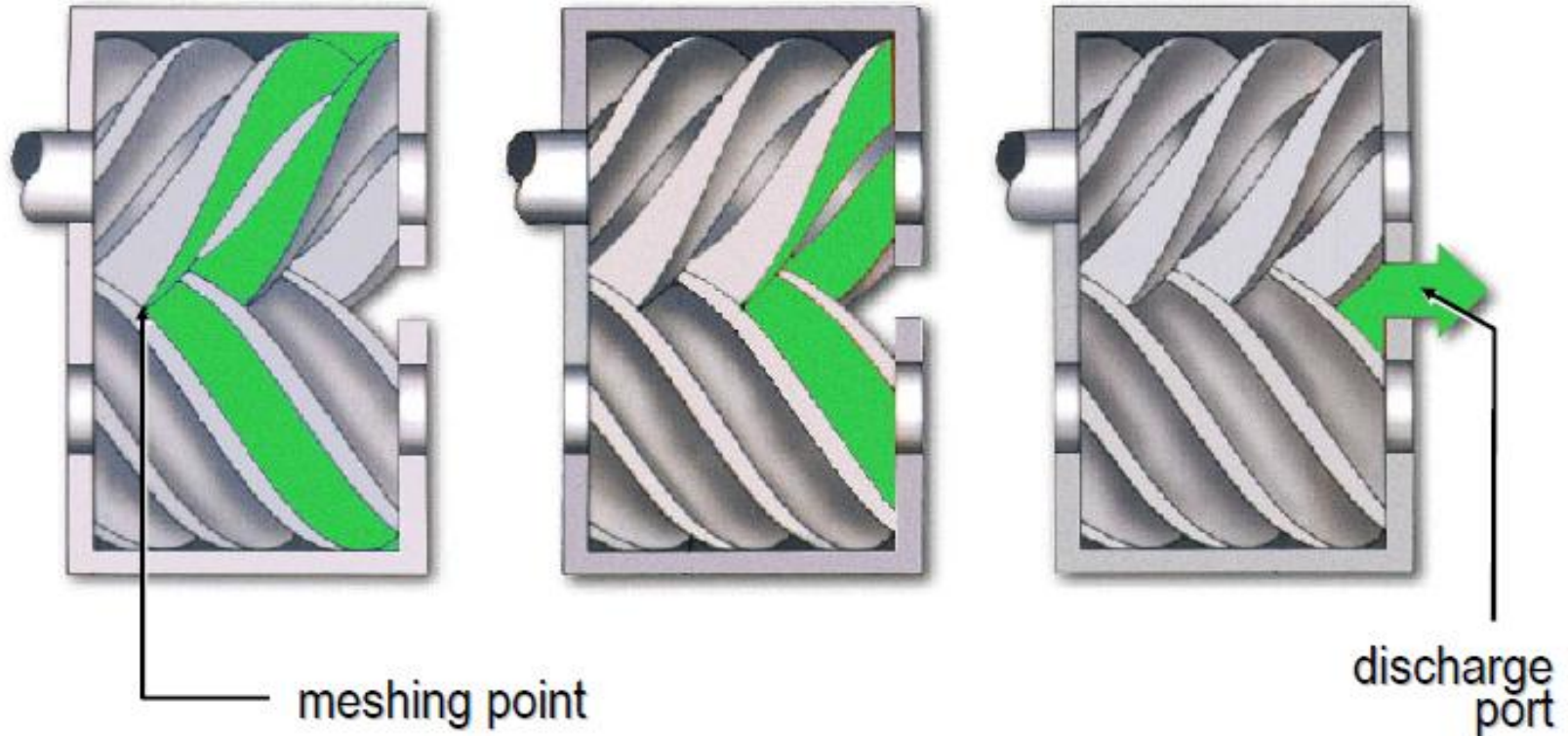
روتور Male با برآمدگیهای خود در حفره های روتور Female قرار گرفته و بدین دلیل این دو روتور برخلاف جهت حرکت چرخشی هم حرکت می کنند.

نحوه ورود گاز به کمپرسور اسکرو



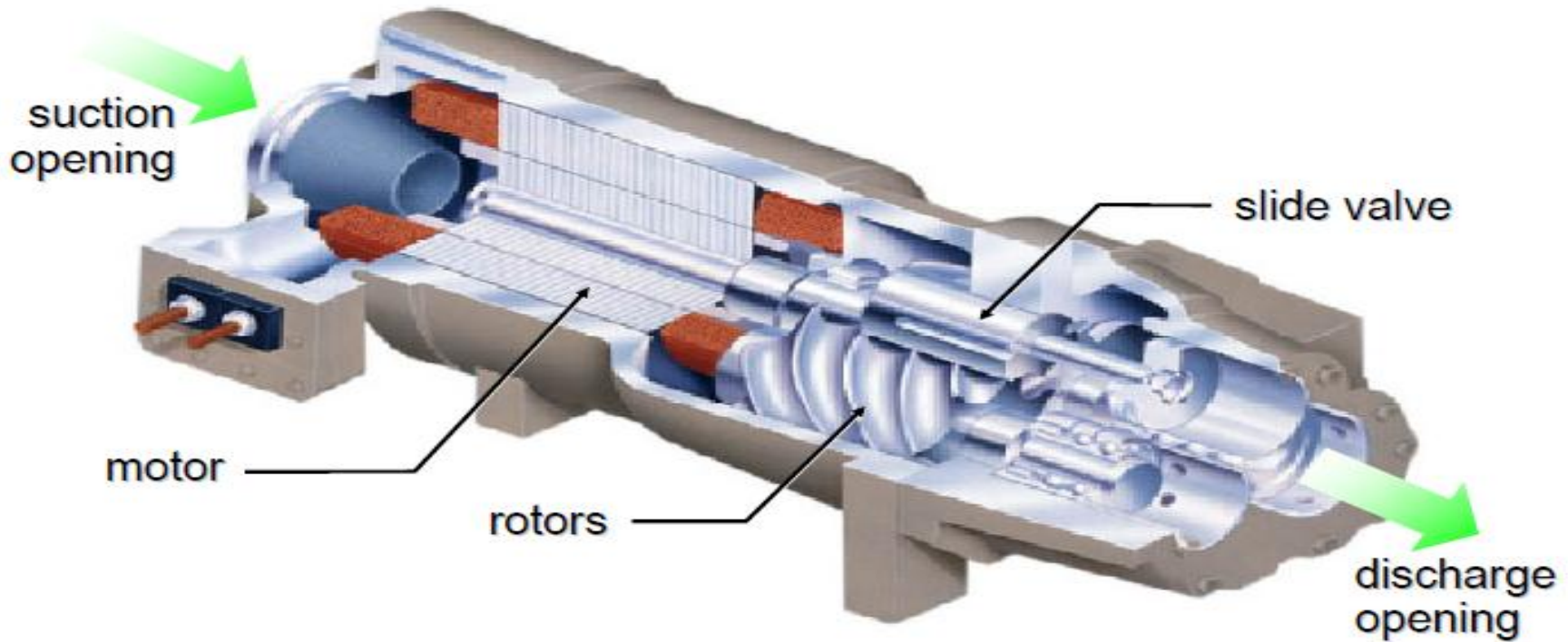
بخار مبرد از ورودی کمپرسور وارد محفظه کمپرسور شده و فضای موجود را پر می کند. وقتی روتور می چرخد این حجم گاز را به سمت خروجی با کاهش حجم می راند. مبرد به محفظه ورودی تحت فشار ساکشن وارد شده زیرا محفظه ورودی کمپرسور به بدنه محدود شده است.

کمپرسورهای اسکرو (مارپیچ روتاری)



مشاهده کمپرسور از مقابل نشان می دهد که چرخش مداوم اسکرو همواره بخار مبرد را به سمت خروجی با کاهش حجم هدایت می نماید. در انتها وقتی مبرد به انتهای مسیر می رسد در معبر خروجی کمپرسور با فشار دیسشارژ تخلیه می گردد.

برش کمپرسورهای اسکرو و قطعات آن

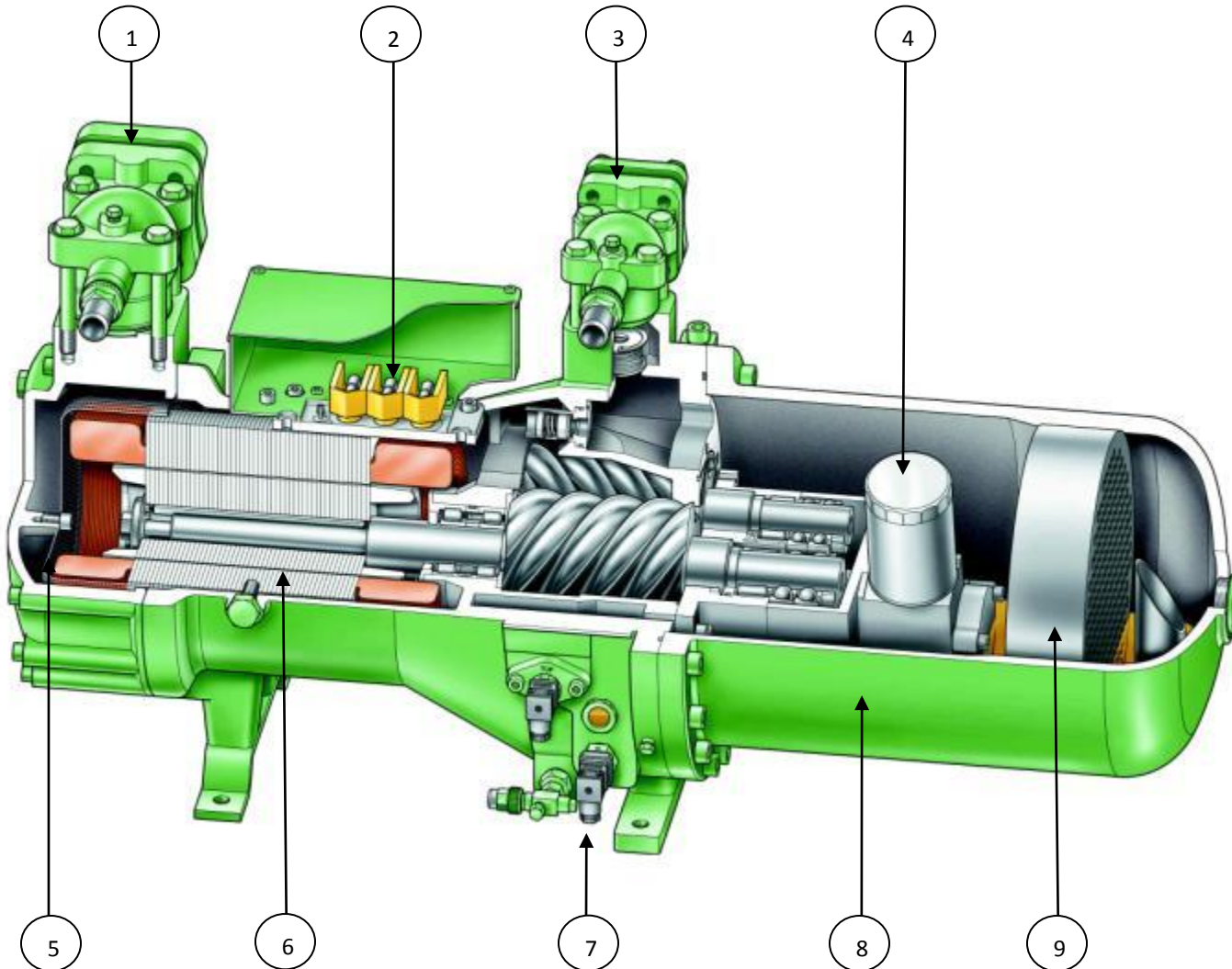


این شکل نشان می دهد که بخار مبرد از طریق دهانه ورودی و از روی سیم پیچ الکتروموتور به داخل کمپرسور کشیده شده و موتور را خنک می نماید بخار مبرد سپس توسط کمپرسور فشرده شده و از طریق پورت خروجی خارج می گردد.

از این کمپرسورها اکثرا در کارخانجات سازنده تجهیزات تهویه مطبوع در چیلرهای آب خنک و هواخنک در ظرفیتهای 70 تا 450 تن تبرید استفاده می شود. (200 kw تا 1500 kw)

Mechanical System

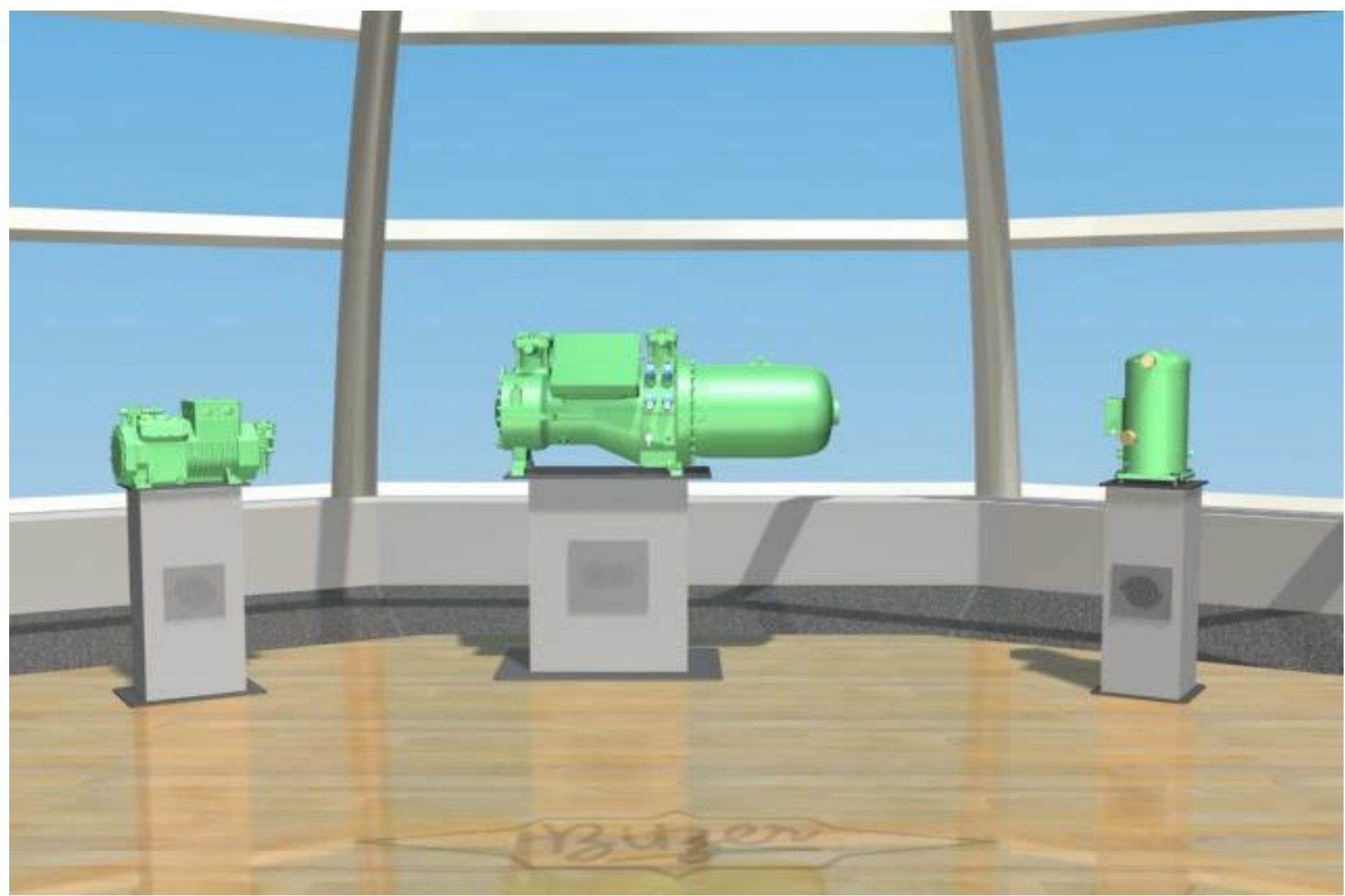
Compressor



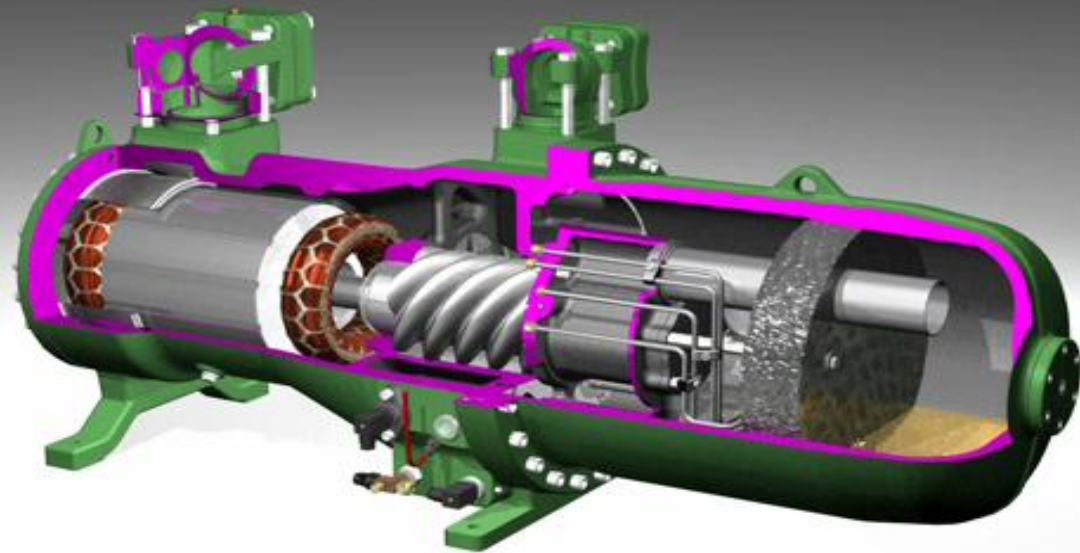
- ① Suction cut-off valve
- ② Solenoid valve
- ③ Discharge cut-off valve
- ④ Oil filter
- ⑤ Suction filter net
- ⑥ Motor
- ⑦ Oil heater
- ⑧ Shell of Oil separator
- ⑨ Oil separator filter net

کارکرد کمپرسور اسکرو:

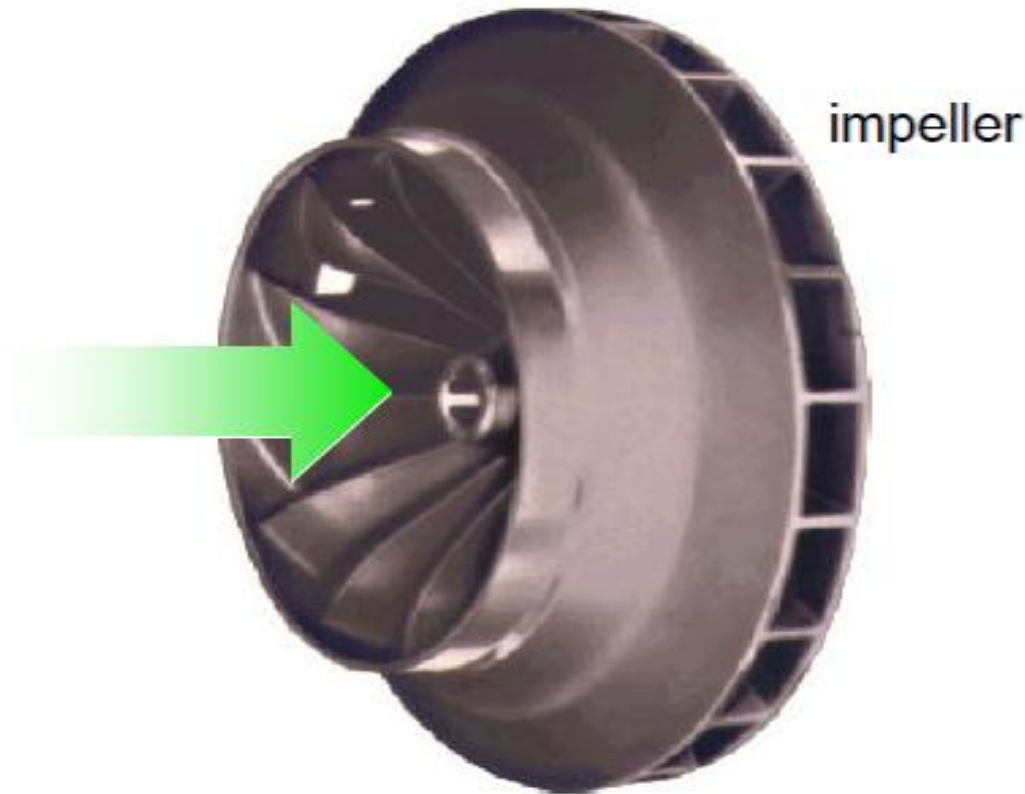








کمپرسورهای سانتریفیوژ

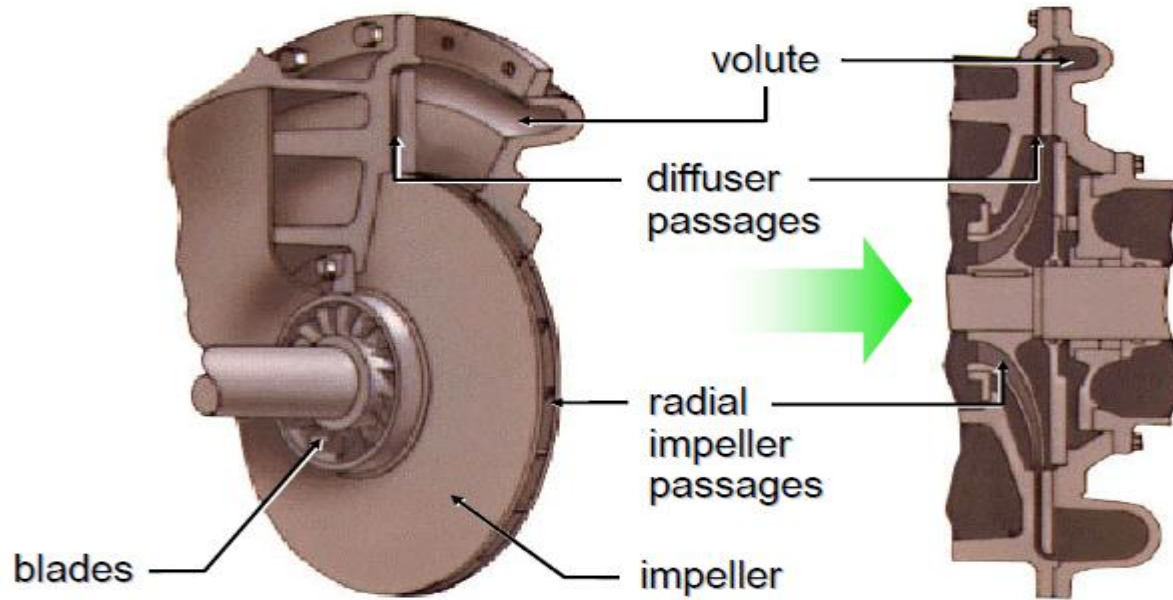


کمپرسورهای سانتریفیوژ با استفاده از اصل فشرده سازی دینامیکی که شامل تبدیل انرژی از یک شکل به شکل دیگر است برای افزایش فشار و دمای مبرد استفاده می نمایند. این تبدیل انرژی شامل تبدیل انرژی جنبشی (سرعت) به انرژی استاتیکی (فشار) می باشد. جزء اصلی کمپرسور سانتریفیوژ پروانه در حال چرخش آن می باشد.

این کمپرسورها در خانواده کمپرسورهای دینامیکی بوده و با افزایش سرعت گازهای ورودی به مرکز آنها باعث میگردند که گاز با سرعت بالا از محیط آنها خارج گردد در بدنه این سرعت بالا کاهش یافته و انرژی جنبشی گاز تبدیل به انرژی پتانسیل یا فشار میگردد ساختمان این کمپرسورها بسیار ساده بوده و تعداد قطعاتی که این کمپرسور دارد بسیار پایین است عملاً استهلاک این کمپرسورها در مقایسه با انواع دیگری که نام برده شد بسیار پایینتر بوده و نیاز به تعمیرات در آنها بسیار پایین است.

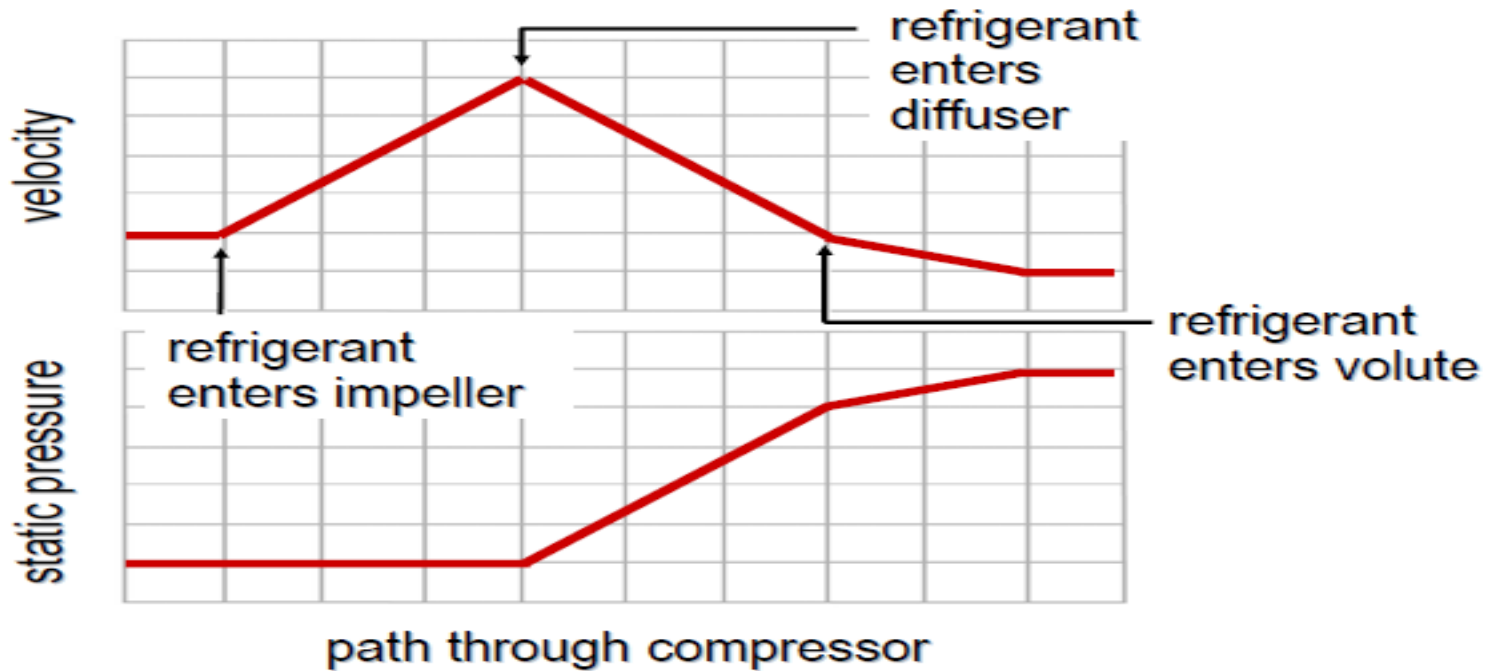


قطعات و اجزای کمپرسور سانتریفیوژ



همانطور که در شکل دیده می شود چشمه ورودی پروانه سانتریفیوژ دارای پره هایی می باشد . کمپرسور بخار مبرد را از چشمه ورودی بصورت شعاعی دریافت می نماید . با ورود مبرد به چشمه و حرکت به سمت محیط پیرامونی سرعت و دمای آن افزایش می یابد . بخار مبرد در پروانه شتاب گرفته و آنرا به سمت دیفیوزر ترک می نماید . معابر موجود در پروانه ابتدا کوچک و سپس بزرگ شده که با افزایش فضا در دیفیوزر سرعت کاهش و فشار افزایش می یابد . طبق قانون اول ترمودینامیک انرژی از بین نرفته بلکه از صورتی به صورت دیگر تبدیل می شود . مبرد در پیچک پیرامونی که به آن **Volute** می گویند جمع آوری می گردد در **Volute** با افزایش فضا و به نوعی کاهش سرعت فشار تا فشار مورد نظر افزایش می یابد .

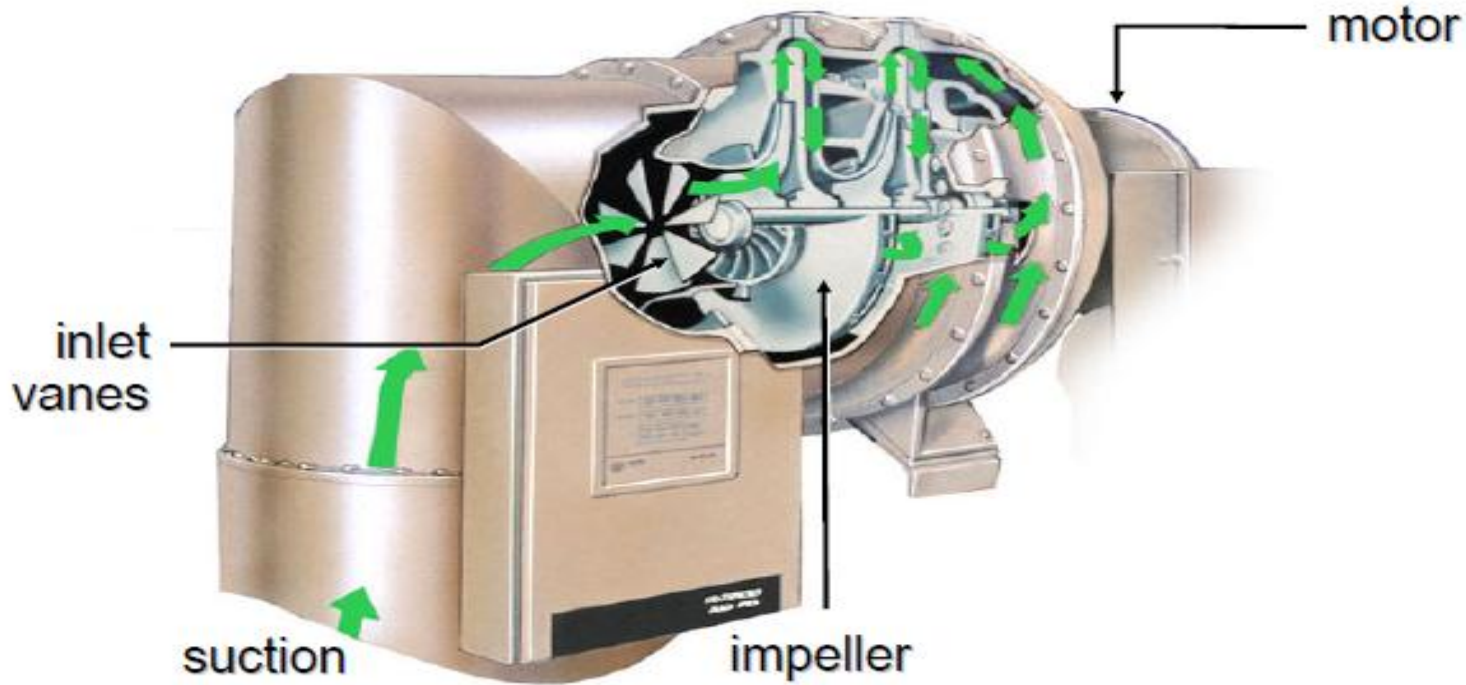
نمودار تبدیل انرژی کمپرسور سانتریفیوژ



نمودار تبدیل انرژی در گذر از کمپرسور سانتریفیوژ در شکل بالا نشان داده شده است. در معابر شعاعی پروانه در حال چرخش بخار مبرد شتاب و سرعت گرفته و انرژی جنبشی آن افزایش می یابد در ادامه حرکت با افزایش حجم تمامی این فاکتورها کاهش می یابند و تبدیل انرژی انجام می گردد.

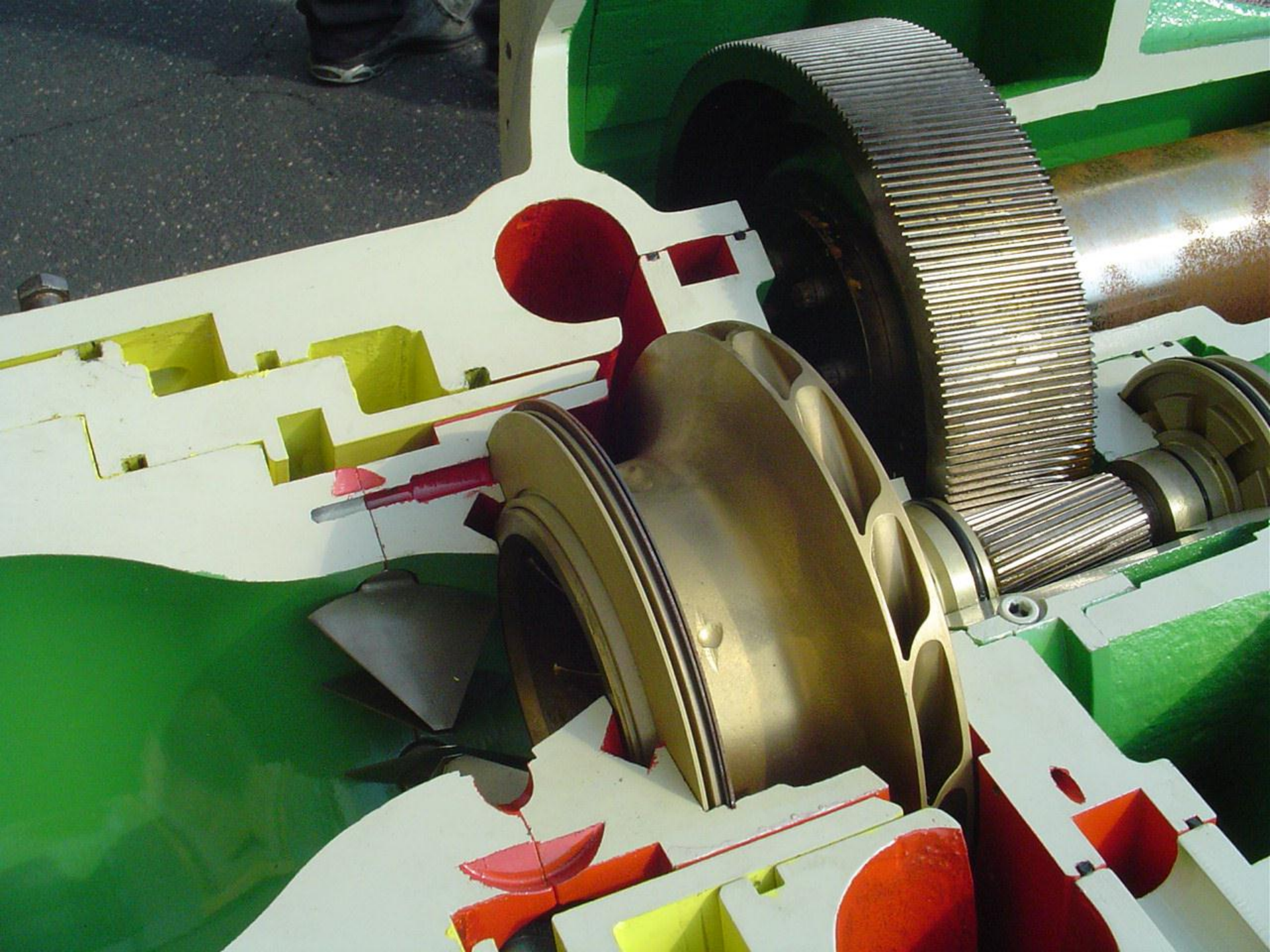
در انتها تبدیل انرژی انتهایی با کاهش سرعت و افزایش حجم در Volute انجام می گردد.

نمای برشی یک کمپرسور سانتریفیوژ



شکل بالا نشان می‌دهد که مبرد از طریق چشم پروانه وارد کمپرسور می‌شود این کمپرسور خاص مجهز به چند پروانه بوده که در مراحل مختلف گاز را فشرده می‌نماید. این پروانه‌ها روی محوری مشترک قرار دارند که این محور با واسطه یا بدون واسطه به موتور متصل می‌باشند.

در سیستم‌های تبرید با کمپرسور سانتریفیوژ که در محدوده ظرفیتی ۱۰۰ تا ۳۰۰۰ تن معمولاً بصورت کامل در کارخانجات سازنده مونتاژ می‌گردند. و بالاتر از این ظرفیت تا ۸۵۰۰ تن با محرک‌های توربین و غیره در محل نصب مونتاژ می‌گردند.



همانطور که مشاهده می‌گردد کمپرسور مذکور غیر از شافت و پره هاو یاتاقانها قطعه دیگری جهت کمپرس کردن گاز ندارد بنابراین این استهلاک حرکتی قطعات در این نوع کمپرسور بسیار پایین بوده و علاوه بر مزایای ذکر شده در بالا که منجر به بهینه سازی در سیکل تبرید می‌گردد از لحاظ سیکل ترمودینامیکی نیز منجر به کاهشهای شدید در مصارف انرژی می‌گردد که توجیحات ترمودینامیکی بصورت تئوری در صفحه های بعد مطابق نمودارها تشریح می‌گردد.

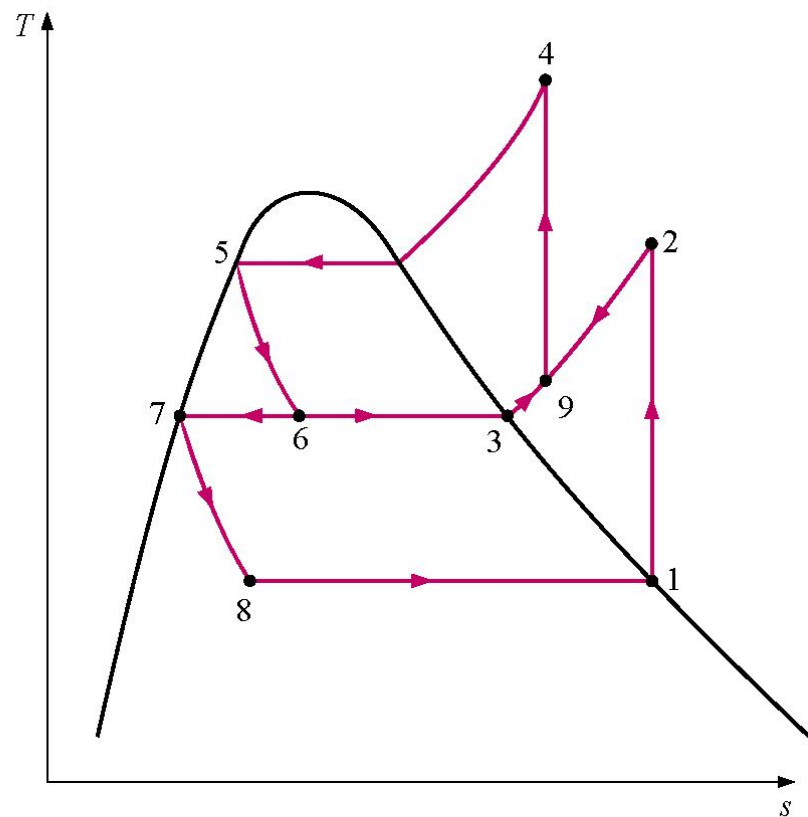
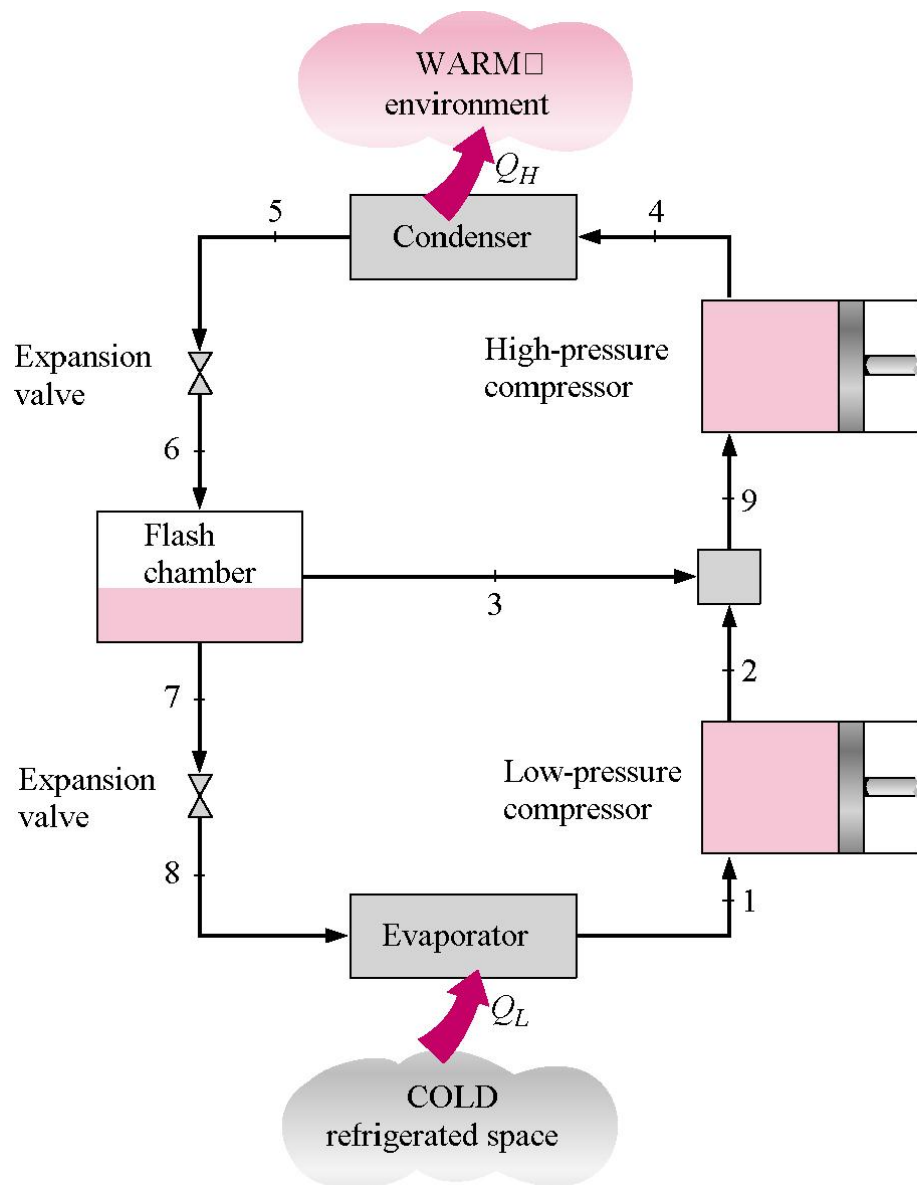
در سیکلهای تبریدی چند طبقه بین طبقات از مخازنی صحبت می‌گردد که به آنها اکونومایزر ECONOMAIZER یا فلش کولر FLASH COOLER گویند که وظیفه آنها تحویل گاز به کمپرسور و تحویل مایع به فلش کولر بعدی یا به اواپراتور است و هرگاه سیکل در طبقه گردد یک فلش کولر و در سیکل سه طبقه دو فلش کولر در سیکل تعبیه می‌گردد.



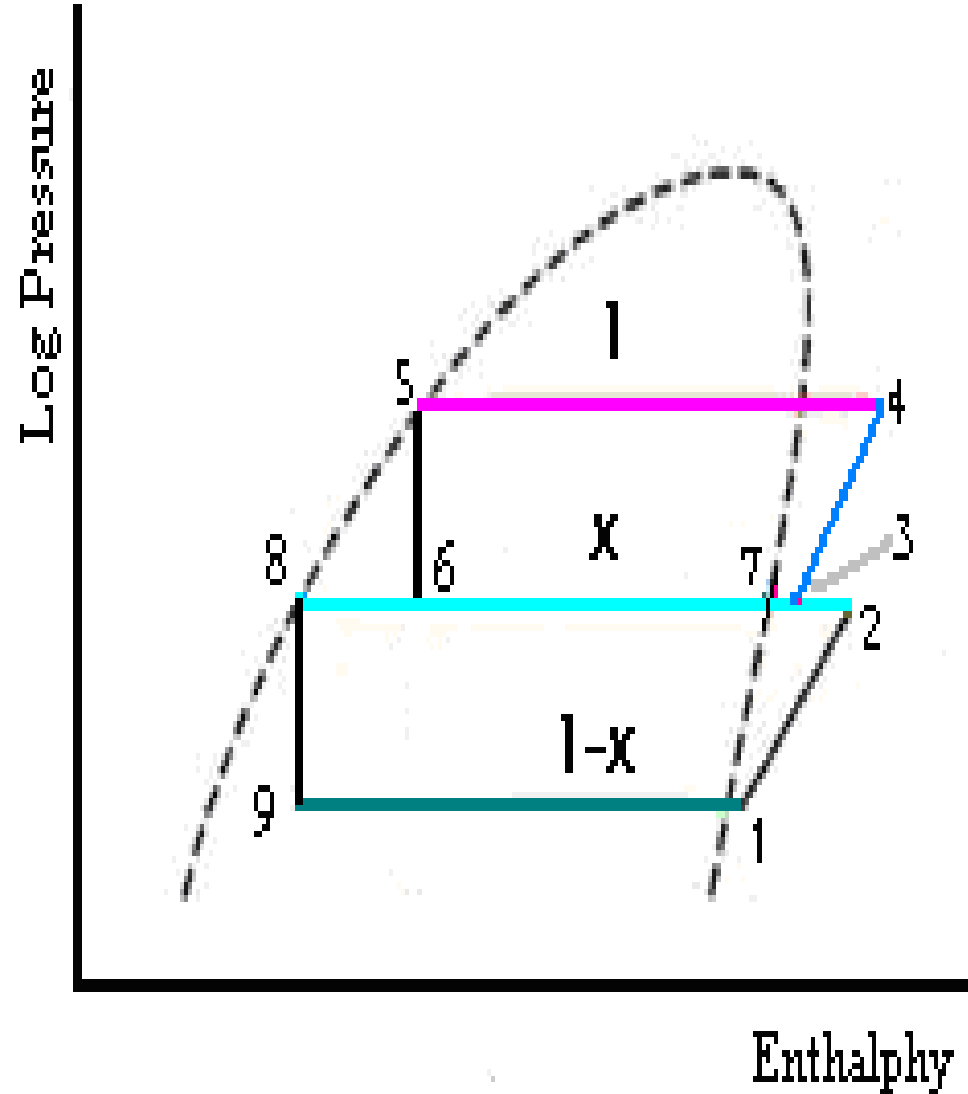
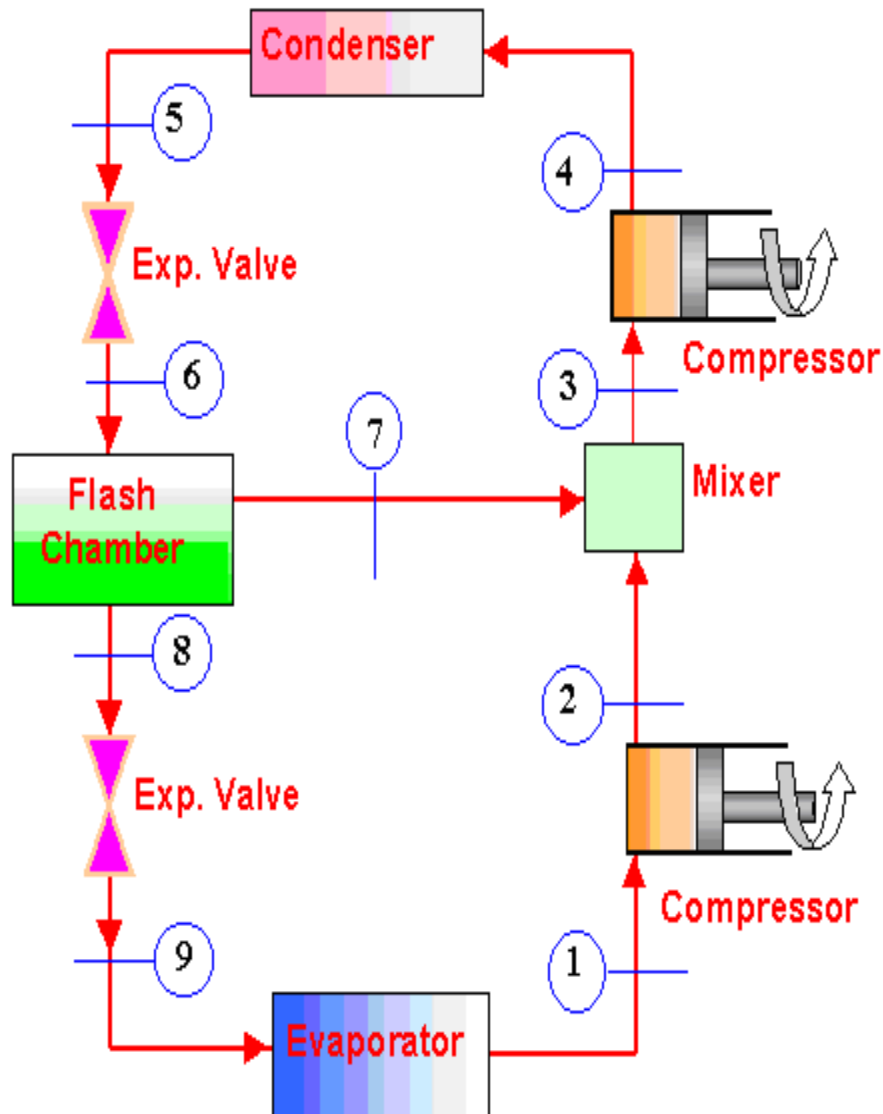
تحلیل ترمو دینامیکی

مطابق گفته های قبل COP در سیکل کارنو حاصل تقسیم دو سطح سرمای مفید و کار خالص بود هرگاه بتوانیم با تغییراتی روی سیکل میزان سرمای مفید را افزایش دهیم یا کار خالص انجام شده را کاهش دهیم شاهد بزرگ شدن حاصل کسر که مفهوم افزایش کارایی سیکل را دارد که در مبحث چیلر های سانتریفوژ بدنبال اثبات افزایش کارایی سیکل تبرید تراکمی میباشیم ابتدا اینکه با کاهش قطعات کمپرسور که عامل اول مصرف انرژی در سیکل میباشد کار مصرفی سیکل در میزان پایینی میماند و بدین دلیل حرارت کمتری نسبت به کمپرسورهای مشابه موجود در سیکل تبریدی تولید میگردد بدیهی است حرارت اضافی مازاد بر نیاز سیکل تبریدی باید در کندانسورهای تبریدی دفع گردد تا سیکل بتواند مجددا تکرار گردد و این عمل سطح ایجاد شده در دیاگرام T-S را کاهش خواهد داد

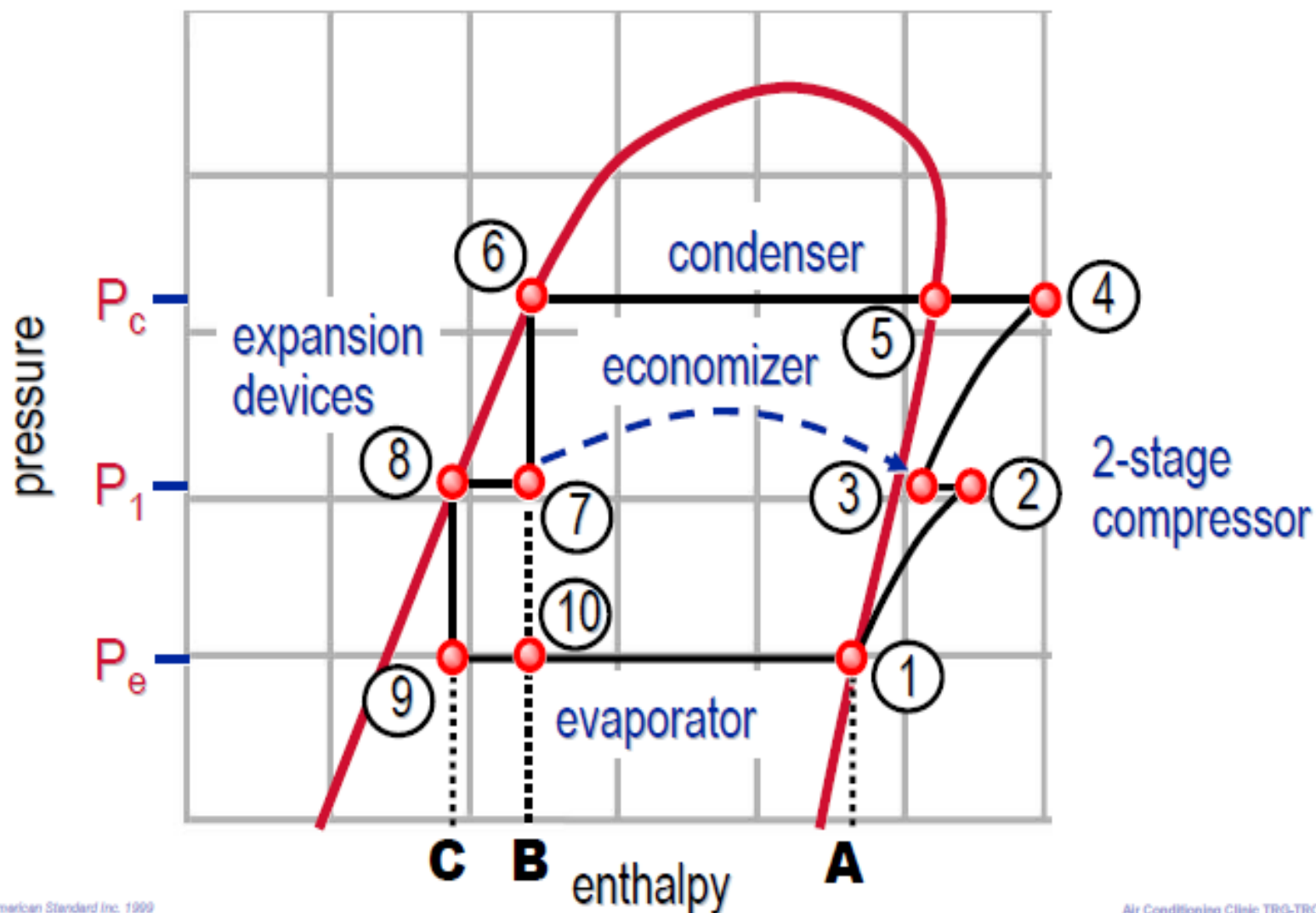
نمودار های سیکل دو طبقه



شماتیک سیکل دو طبقه

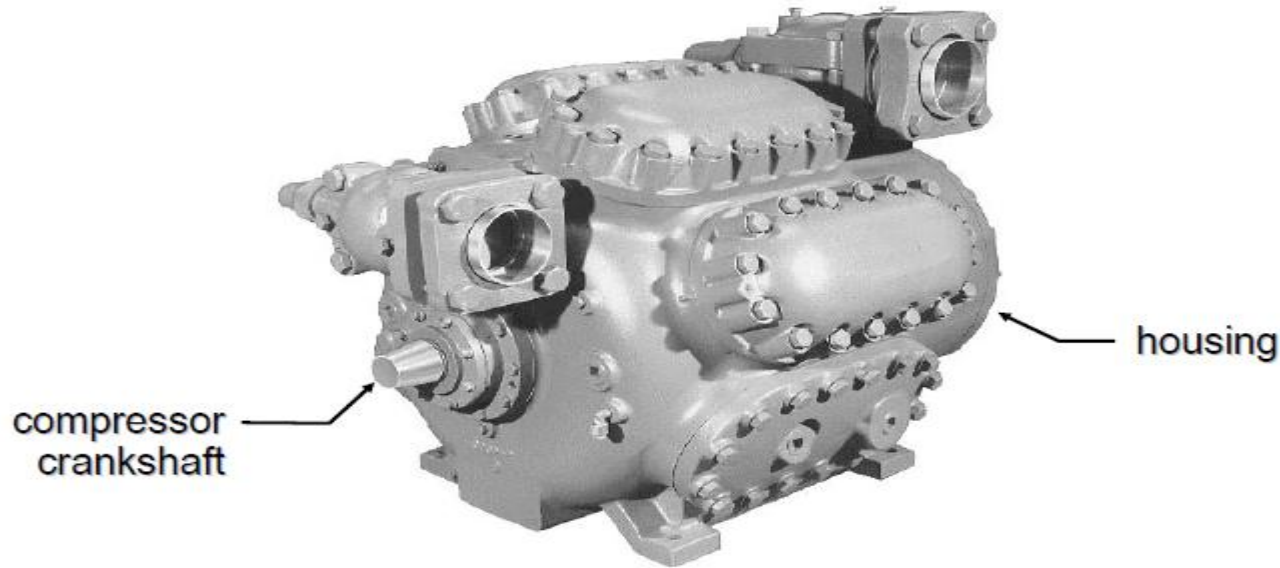


2-stage centrifugal chiller Refrigeration Cycle



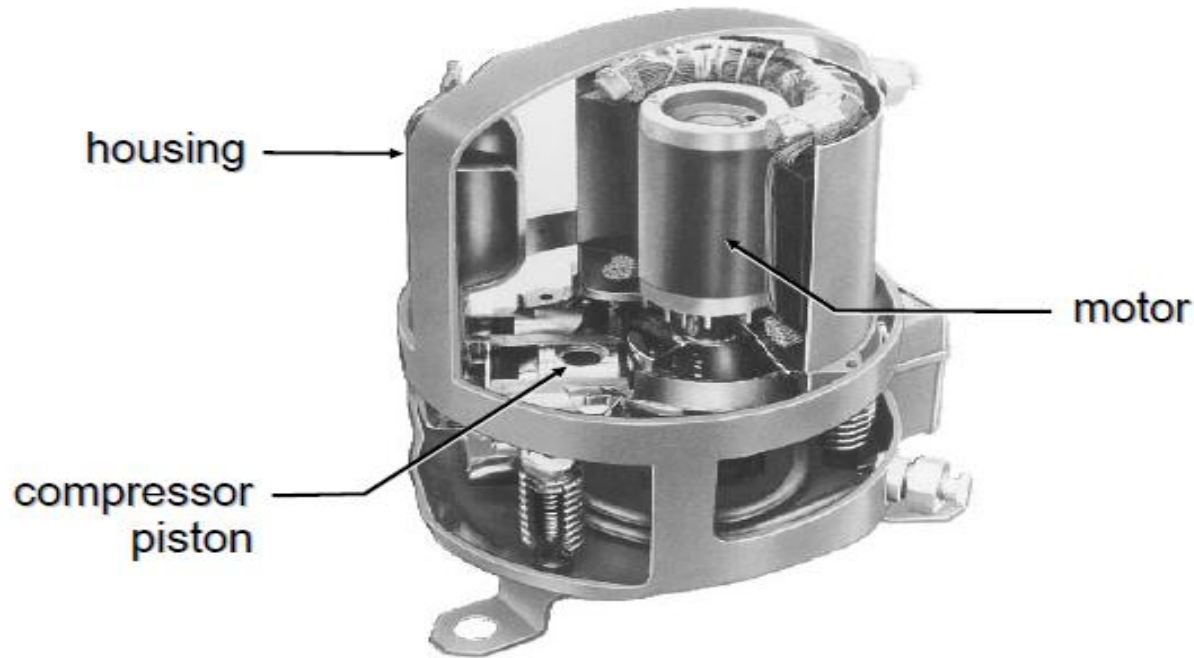
کارکرد کمپرسور سانتریفیوژ:

کمپرسورهای باز



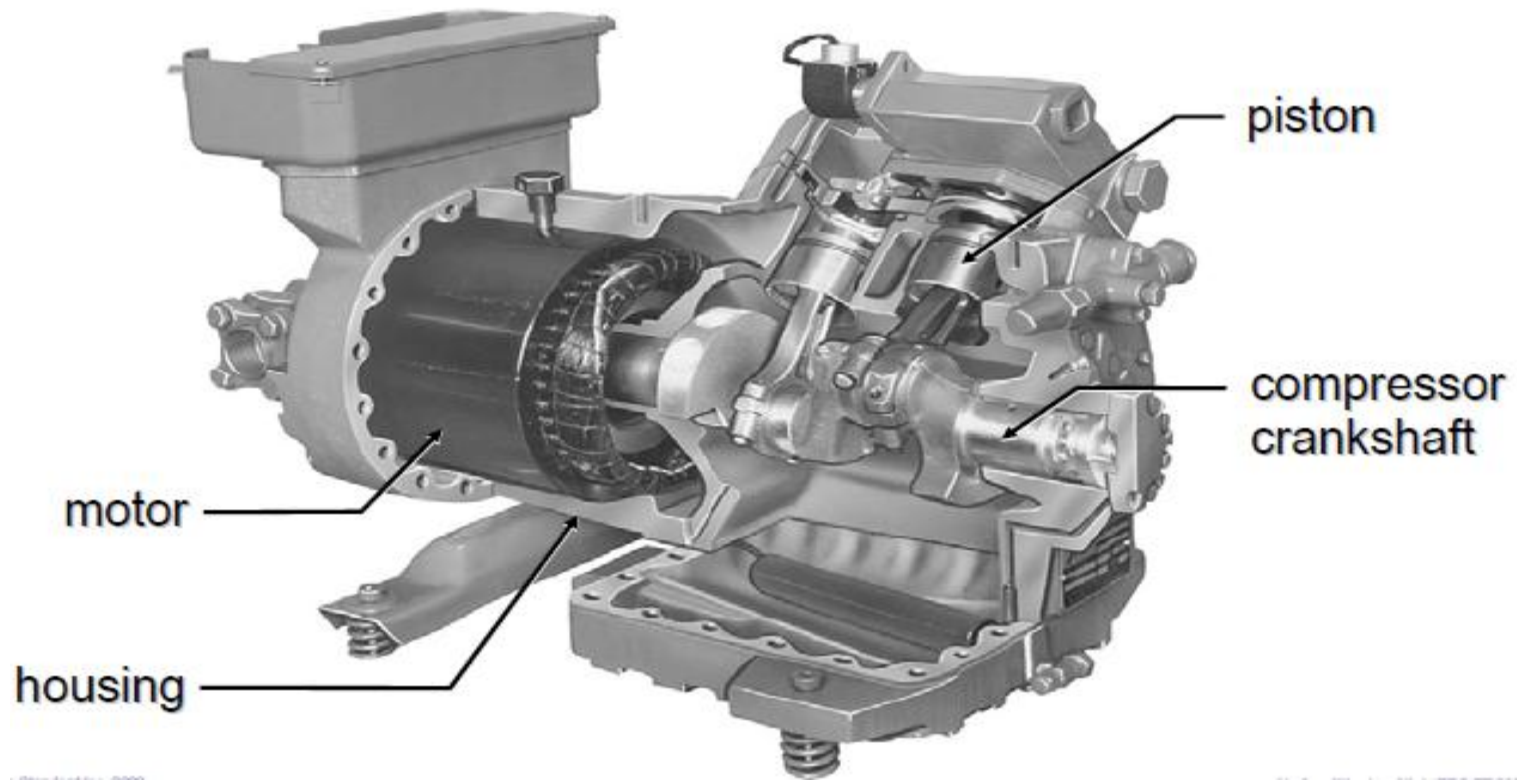
علاوه بر تکنیکهای قبلی فشرده سازی موتور و کمپرسور می توانند از یکدیگر جدا باشند در تکنیکهای قبلی کمپرسورها Hermetic و semihermetic بودند. در شکل بالا یک کمپرسور پیستونی برای تشریح این نوع کمپرسورها آورده شده است. کمپرسور باز توسط یک منبع خارجی مانند یک موتور الکتریکی یا توربین بهره برداری می شود محرک نیرو را به میل لنگ کمپرسور با منتقل می نماید بدلیل آنکه انتهای میل لنگ از کمپرسور خارج شده آببندی آن اصلی ترین عاملی است که طراح باید به آن توجه نماید. این موتور توسط هوا خنک شده و هوای اطراف محل نصب باید آنرا خنک نماید حرارت دفع شده از موتور پس از ورود به فضا باید توسط سیستمهای تهویه مکانیکی مانند فن ها یا سیستم تهویه ساختمان از محیطی که کمپرسور نصب شده دفع گردد.

کمپرسور هرمیتیک



در این کمپرسور ، موتور و کمپرسور داخل یک محفظه جوشی مهر و موم شده اند موتور توسط مبرد سرد خنک می شود که از طریق خط مکش به داخل کشیده می شود گرمای دفع شده از موتور توسط کندانسور به محیط منتقل می گردد. کمپرسورهای هرمیتیک نیازی ندارند که موتور و کمپرسور نسبت به هم نفوذ نداشته باشند تنها باید نسبت به محیط خارجی کاملاً آببند باشند . بدلیل ساخت در کارخانه سازنده باید قبل از جوش کپسول خارجی شافت موتور و کمپرسور را بصورت کاملاً بدون لرزش تنظیم نماید . در این کمپرسورها وقتی موتور کمپرسور می سوزد باید شستشوی ویژه ای در کل سیکل انجام داد تا مواد حاصل از سوختن که مسیرها را آلوده نموده پاک شود. در حالی که با سوختن موتور باز آلودگی در سیستم وارد نمی شود.

کمپرسورهای نیمه بسته



مشابه کمپرسورهای هرمتیک این کمپرسورها نیز تماماً بسته می باشند و با محیط اطراف ارتباط ندارند ولی این کمپرسورها از لحاظ تعمیرات کاملاً باز شو می باشند. در هنگامی که موتور کمپرسور نیز می سوزد کاملاً باید روند شستشو مانند کمپرسورهای هرمتیک در این کمپرسورها نیز باید انجام شود

بخش دوم

سیستمهای کنترل ظرفیت سیستمهای تبرید

ظرفیت کمپرسور در صنعت تهویه و تبرید به معنی میزان بخاری است که به ورودی کمپرسور وارد می شود. کمپرسورهای تبرید نیاز به سیستمی دارند که حجم بخار ورودی به آن مطابق با تغییرات بار تغییر نماید.

روشهای کنترل ظرفیت در کمپرسورهای تبرید کمپرسورهای

رفت و برگشتیبی بار کردن سیلندرها

اسکروول..... خاموش و روشن کردن کمپرسورها

روتاری مارپیچیاسلایدینگ والو

سانتریفیوژ IGV و VFD

کنترل ظرفیت معمولاً با کنترل میزان گردش مبرد در سیکل در سیکلهای مختلف با شرایط متفاوتی انجام می شود که انتخاب نوع روش توسط کارخانجات سازنده به تیب کمپرسور بستگی دارد.

در کمپرسورهای پیستونی اینکار معمولاً با تجهیزاتی بنام *Sylinder Unloader* انجام می شود.

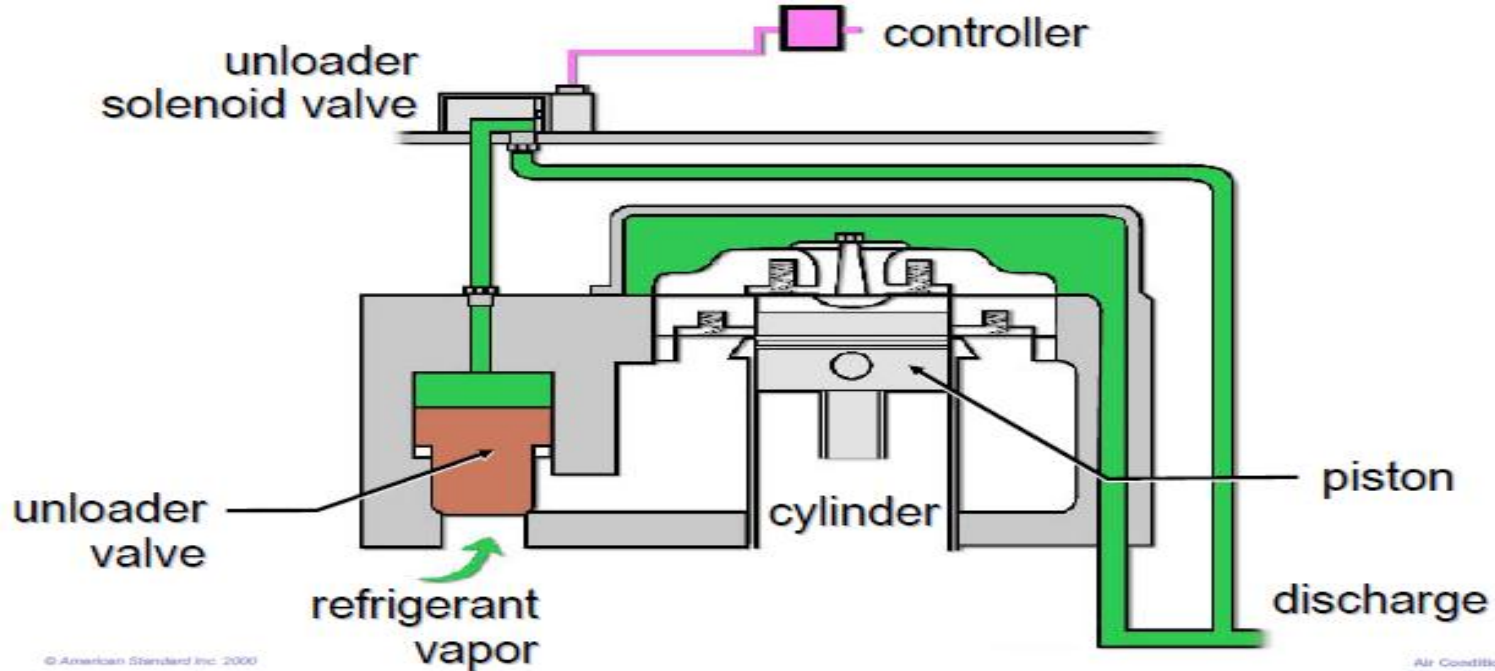
کمپرسورهای اسکروول معمولاً با خاموش و روشن شدن ظرفیت سیکل را تنظیم می نمایند.

کمپرسورهای اسکرو معمولاً با یک شیر کشویی یا تجهیزاتی مشابه آن ظرفیت سیکل را تنظیم می نمایند.

کمپرسورهای سانتریفیوژ به طور معمول از *IGV* یا *VFD* استفاده می نمایند.

همه این کمپرسورها می توانند با درایوهای کنترل دور از طریق کنترل فرکانس استفاده نمایند.

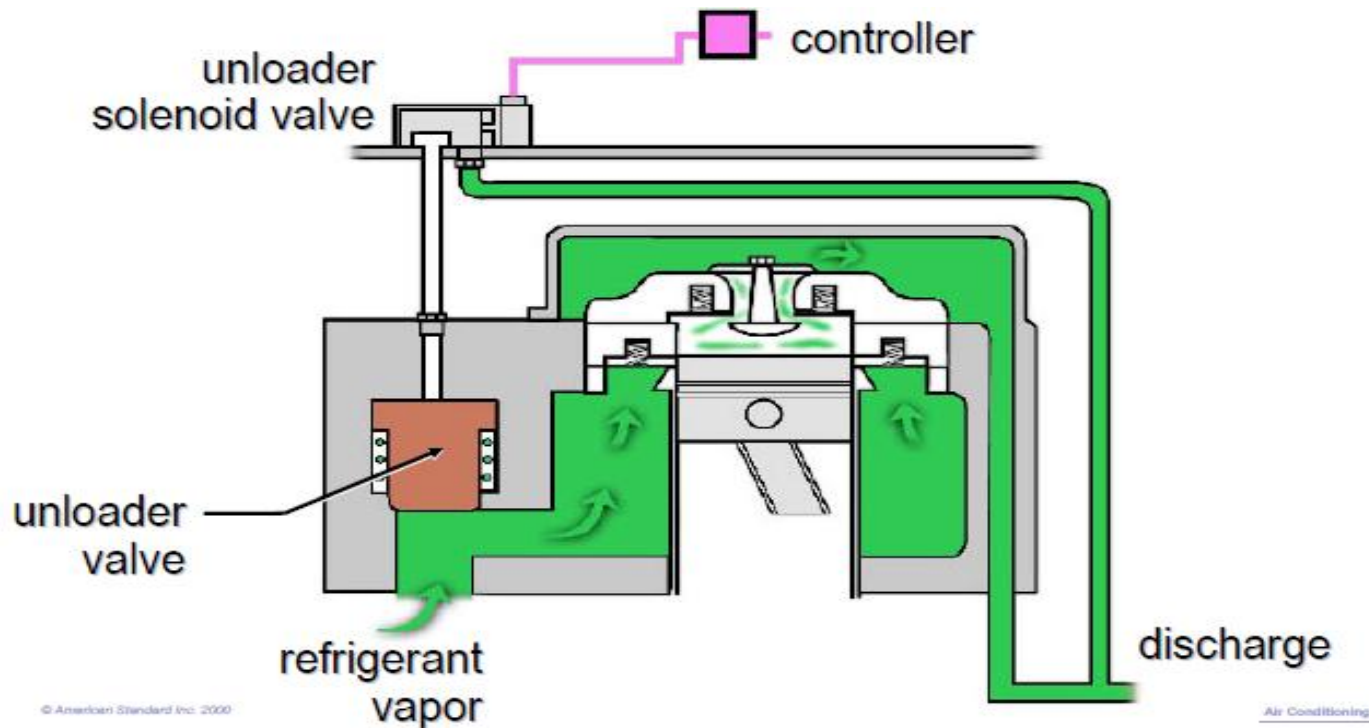
SYLINDER UNLOADER



کمپرسورهای پیستونی بالاتر از 10 تن (35KW) معمولاً با این تجهیزات کنترل بار ساخته می‌شوند که برای تطابق با میزان بخار خروجی از اوپراتور تنظیم ظرفیت می‌گردند که در این بین سیلندرها می‌توانند در مدار فشرده سازی باشند یا نباشند. در مثال کمپرسور پیستونی با Electrical Unloader نشان داده شده است. این شیر مسیر مکش کمپرسور را در هنگام گرفتن سیگنال از اوپراتور مسدود نموده تا سیلندر بدون بار گردد.

شیر الکتریکی SV بخار مبرد پر فشار را از مسیر دهش به بالای شیر Unloader بر گردانده و بدین طریق از ورود بخار به سیلندر جلوگیری می‌نماید در حالی که پیستون هنوز به بالا و پائین حرکت می‌نماید ولی مبرد به داخل کشیده نمی‌شود و سیلندر از مدار فشرده سازی خارج می‌شود.

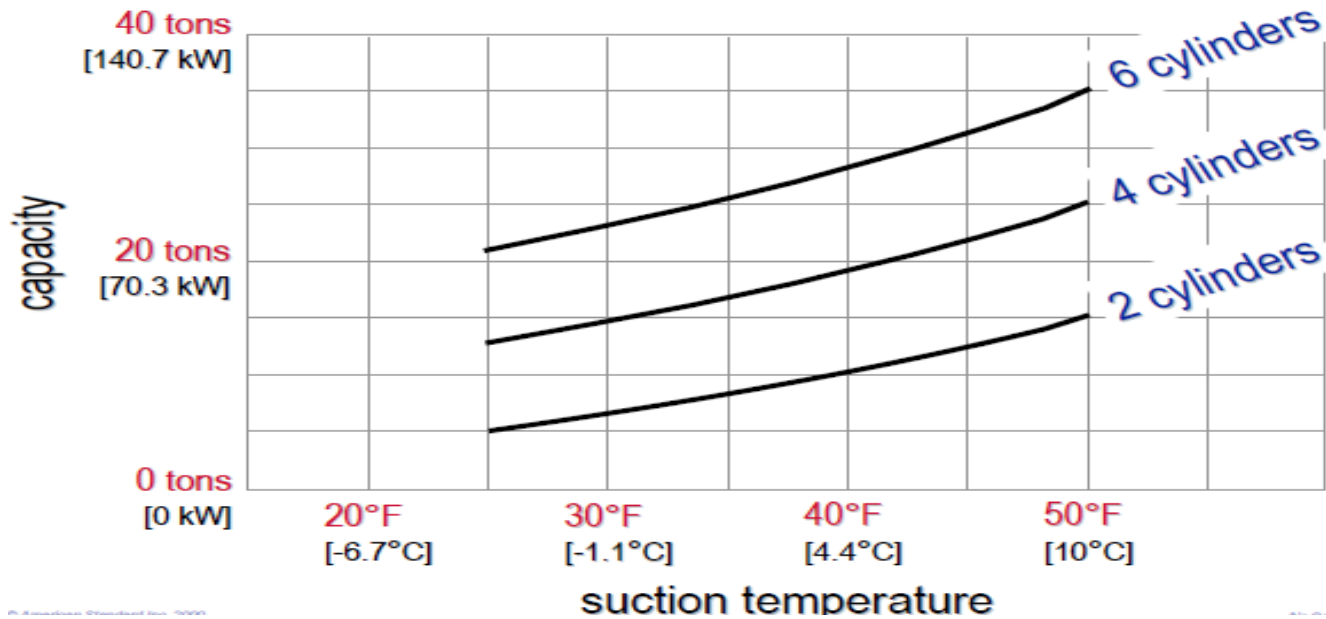
SYLINDER UNLOADER



در پاسخ به افزایش بار روی اواپراتور یک جریان الکتریکی به سلونوئید وارد شده و با ایجاد میدان مغناطیسی محور Unloader را به حرکت در می آورد در این صورت بخار مبرد تحت فشار به بالای Unloader وارد شده و با دبی نشتی از کنار این شیر فشار کاهش یافته و در نهایت اجازه می دهد بخار مبرد ارسالی از اواپراتور در سیلندر یاد شده وارد و متراکم گردد. نوع دیگر شیرهای Unloader شیرهای الکتریکی می باشند تا مکش سیلندر را باز یا بسته نمایند. از آنجا که مکش سیلندر باز نگردیده و هیچ بخاری در سیلندر موجود نمی باشد شیر دهش نیز باز نمی شود زیرا این شیر در اثر نیروی تراکم بخار مبرد باز میشود.

انواع دیگری از روشهای بی بار کردن در کمپرسورهای پیستونی وجود دارد و در برخی روشها بین دیسشارژ و ساکشن سیرکوله بخار مبرد نیز انجام می شود که زیاد معمول نمی باشد.

نمودار مقایسه ظرفیت کمپرسور با دمای ساکشن

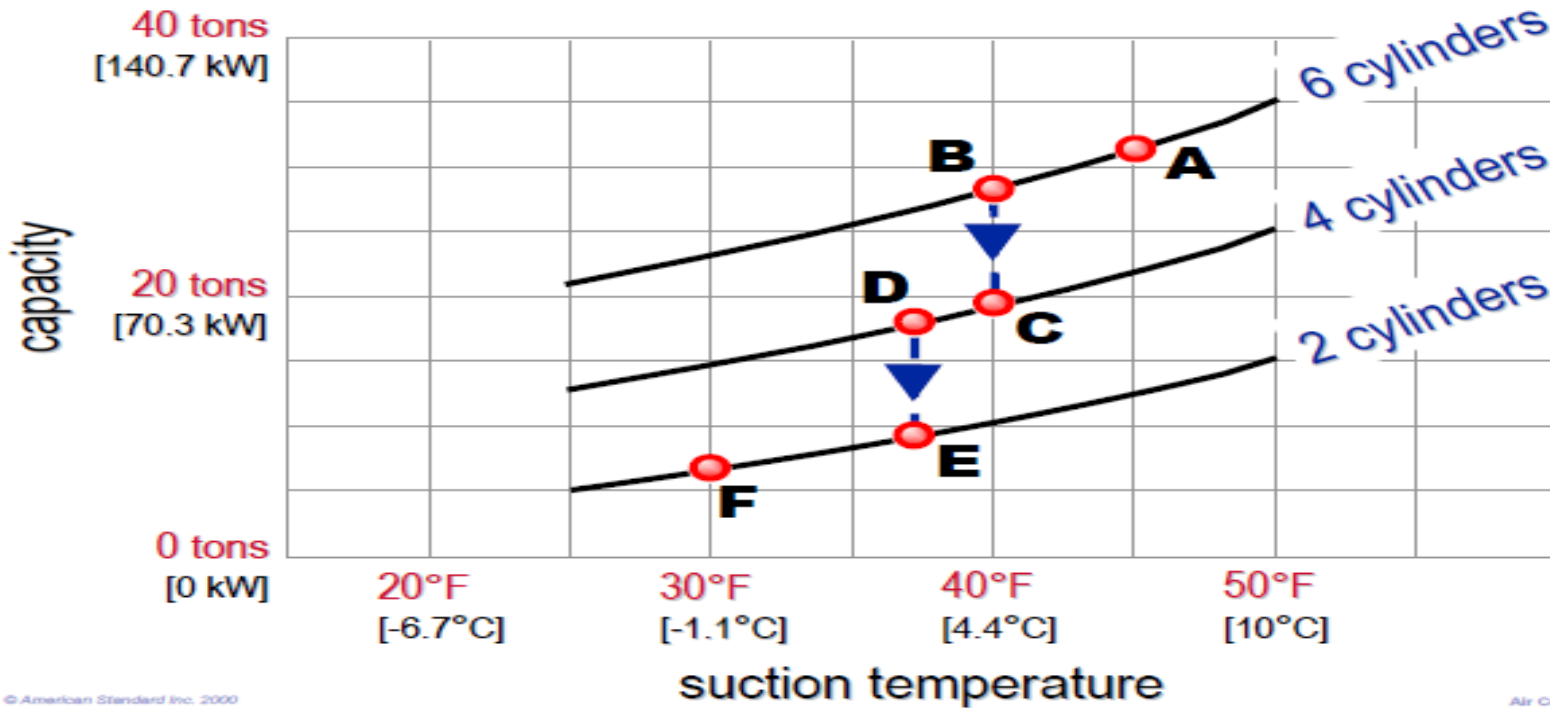


نمودار ظرفیت کمپرسور در مقایسه با دمای مکش (با فرض ثابت ماندن دمای کندانسینگ) نشان می دهد که با افزایش دمای مکش کمپرسور ظرفیت آن نیز افزایش می یابد. همانطور که دمای مکش و به طبع آن فشارش افزایش می یابد بخار مبرد متراکمتر می گردد. در این حالت مقدار بیشتری از بخار مبرد در چرخه تبرید در ظرفیت بالاتر کمپرسور متراکم می گردد.

بعنوان مثال در یک کمپرسور پیستونی 30 تن (105 kw) که دارای 6 سیلندر است و مطابق نمودار بالاست ظرفیت تخلیه کمپرسور مطابق نمودار بر اساس مراحل Unloading می باشد وقتی 4 سیلندر کمپرسور در حال کار باشد 2 سیلندر در حالت بی بار کار می نمایند.

بنابر این کمپرسور می تواند توسط آنلودرها با دو سیلندر یا چهار سیلندر یا شش سیلندر کار نماید و یا کلا خاموش شود. این نمودار در فشار ثابت کندانسور تهیه شده است.

بی باری کمپرسور



© American Standard Inc. 2000

Air Condition

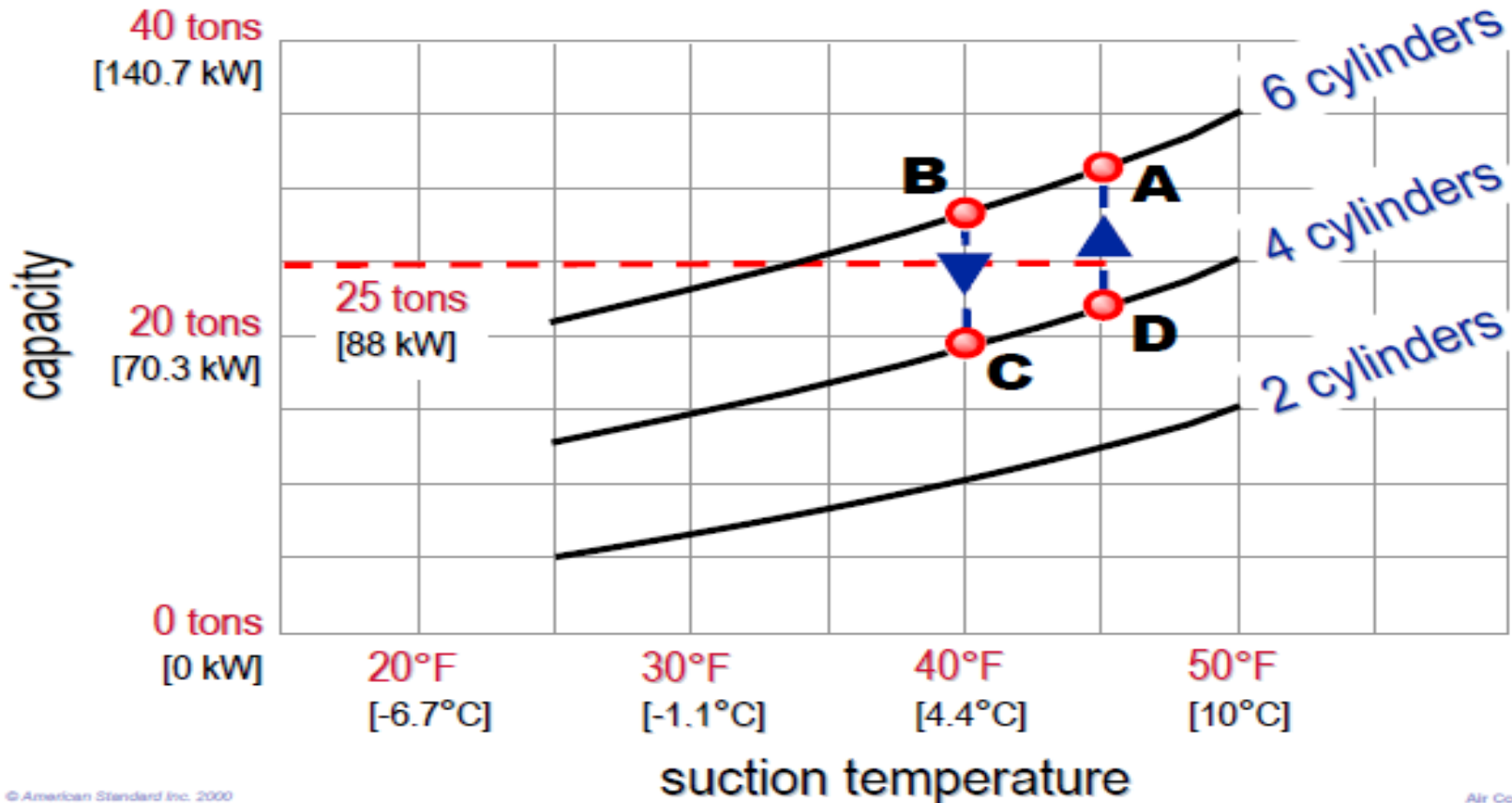
مطابق شکل فوق در شرایط طراحی ، ظرفیت کویل اوپراتور و کمپرسور در نقطه A در تعادل بوده و وقای دمای مکش 45F (7.2 C) است ظرفیت کمپرسور برابر 31 TON (109 KW) می باشد (نقطه تعادل A) وقتی بار سرمائی به زیر این نقطه کاهش می یابد و با فرض ثابت ماندن فشار کندانسینگ ، کمپرسور ظرفیت را کاهش داده و با کاهش دمای مکش در امتداد منحنی 6 سیلندر به نقطه B می رسد که در این نقطه کمپرسور اولین دو سیلندر را از مدار خارج می نماید . هنگامی که دو سیلندر از مدار فشرده سازی خارج می گردد ظرفیت کمپرسور به 20 TON (70.3 KW) کاهش یافته و عملکرد آن بر منحنی 4 سیلندر منطبق می گردد.

(نقطه C) هنگامی که بار کاهش می یابد و مطابق منحنی کمپرسور 4 سیلندر تا نقطه D پیش می رود در این زمان مجموعه دو سیلندر دوم نیز از مدار خارج شده و ظرفیت کمپرسور به 9.5 TON (33.4 KW) کاهش می یابد (نقطه E)

و با ادامه کاهش ظرفیت (تا دمای مکش C-1.1- در نقطه F دو سیلندر فعال باقی مانده و در نقطه F کمپرسور خاموش می شود و حداقل ظرفیت کمپرسور در این مثال 7 تن تبرید معادل 24.6 KW می باشد.

توضیحات بالا نشان می دهد که یک کمپرسور رفت و برگشتی با 6 سیلندر چگونه تلاش می نماید که در بارهای جزئی متعادل باقی بماند. این مثال نشان می دهد که این کمپرسور قادر است در 77% از بار یعنی محدوده (31تن تا 7تن) معادل (۱۰۹ کیلو وات تا 24.6 کیلو وات) فعال باقی بماند با افزایش بار روند بالا بصورت معکوس ادامه می یابد.

روشن و خاموش شدن متناوب سیلندرها



© American Standard Inc. 2000

Air Conditioning

در یک سیستم تبرید و تهویه مطبوع که باره آرامی در فواصل کوچک تغییر می نماید مانند مثال وقتی بار از 28 تن (98.5KW) نقطه B تا 25 تن (88KW) کاهش می یابد بار برودتی کاهش یافته و کمپرسور دو سیلندر را Unload نموده و نمودار به نقطه C مربوط به نمودار 4 سیلندر منتقل شده و گذر حجمی گاز مطابق نمودار می گردد ظرفیت پمپاژ کمپرسور معادل 20 تن (70.3 KW) می گردد.

وقتی دمای ساکشن کمپرسور افزایش می یابد و ظرفیت معادل 25 تن (88 KW) می گردد نقطه کارکرد به نقطه D روی منحنی 4 سیلندر منتقل می گردد.

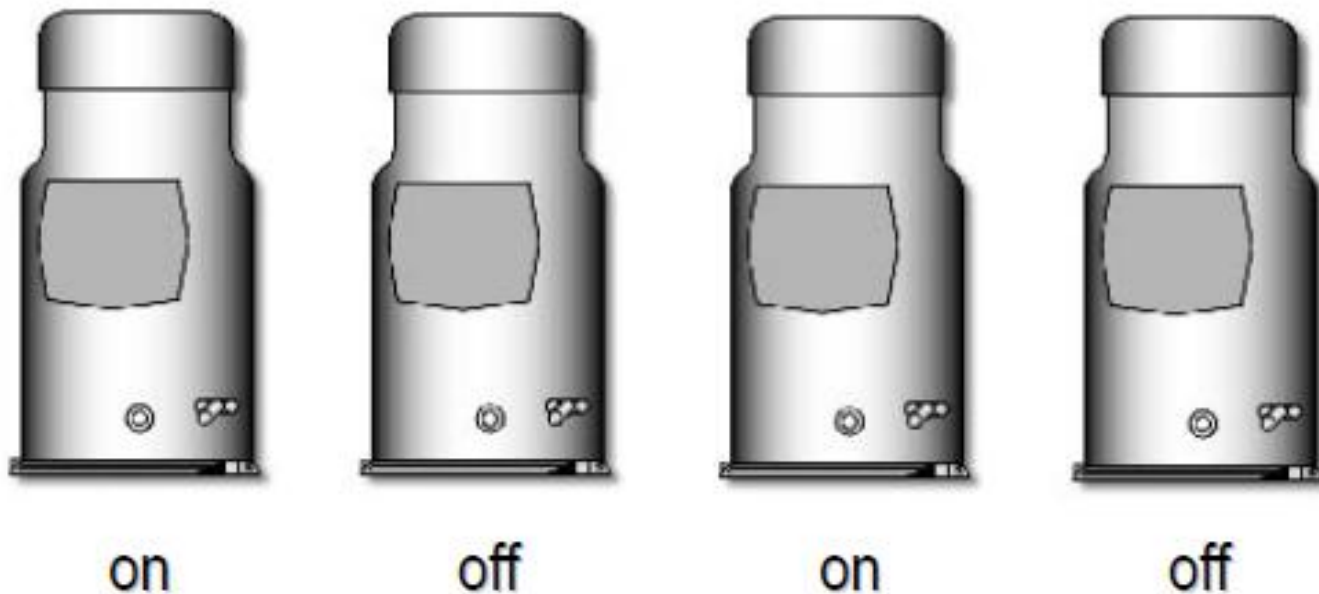
وقتی بار به نقطه D می رسد دو سیلندر Unload شده مجددا Load شده و ظرفیت کمپرسور مجددا 31 تن (109 kw) می گردد در این نقطه چون ظرفیت کمپرسور افزایش یافته اگر بار حرارتی موجود نباشد دمای مکش کاهش می یابد و کمپرسور مجددا به نقطه C باز می گردد و این اتفاق زمانی به وقوع می پیوندد که کمپرسور به نقطه B روی منحنی کارکرد منتقل شده باشد .

از این مثال می توان نتیجه گرفت که هر گاه بار اوپراتور و کمپرسور به تعادل برسد جابجائی بین منحنی های مشخصه اتفاق نمی افتد .

در این مثال کمپرسور می تواند ظرفیت 28 تن (98.5 KW) با 6 سیلندر نقطه B را جوابگو شود و یا 22 تن (77.4 KW) با 4 سیلندر لود شود (نقطه D) ولی این کمپرسور نمی تواند بار اوپراتور 25 تن (88 KW) را دقیقا در حال تعادل بدهد و اگر بار اوپراتور در این محدوده باقی بماند کمپرسور متناوبا بین 4 و 6 سیلندر تغییر وضعیت می دهد این نوع کارکرد آسیبی به کمپرسور وارد نمی نماید زیرا در طراحی این وضعیت برای تعادل با بار اوپراتور تعریف شده می باشد.

خاموش و روشن شدن کل کمپرسور بصورت متوالی موجب آسیب خواهد شد .

سیکلهای ON و OFF در یک سیکل تبرید ۴ کمپرسوره



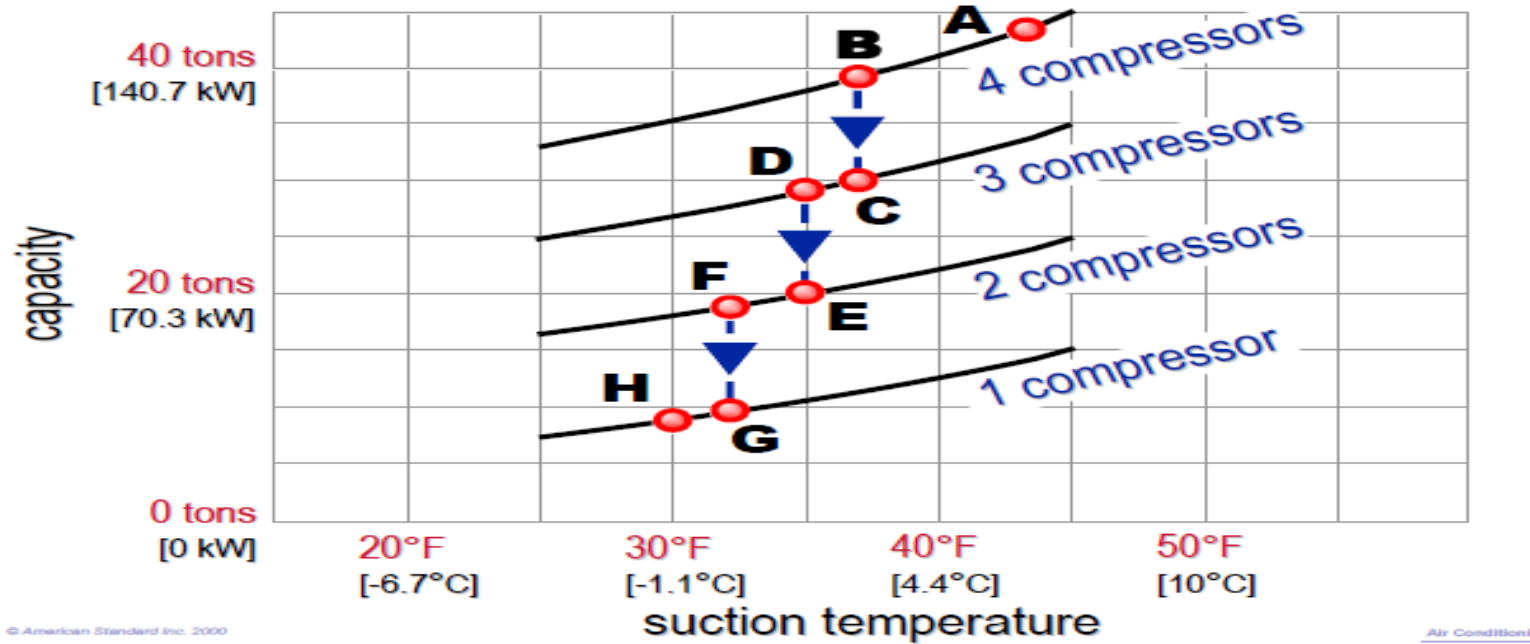
کمپرسورهای اسکرو Unloader ندارند و توسط روشن و خاموش شدن کنترل بار می گردند در چیلری که تعدادی کمپرسور اسکرو دارد با روشن و خاموش شدن تعدادی از کمپرسورها با ر اواپراتور را با ظرفیت کمپرسوری برابر می نمایند.

استفاده از چند کمپرسور اسکرو

step	reciprocating		scroll	
	# of cylinders active	nominal capacity	# of compressors active	nominal capacity
1	2	10 tons [35 kW]	1	10 tons [35 kW]
2	4	20 tons [70 kW]	2	20 tons [70 kW]
3	6	30 tons [105 kW]	3	30 tons [105 kW]
4	8	40 tons [140 kW]	4	40 tons [140 kW]

شکل نشان می دهد که بی بار کردن و بار دار کردن کمپرسورهای اسکرو بسیار شبیه به همین مراحل در کمپرسورهای پیستونی است به عنوان مثال یک کمپرسور پیستونی بزرگ پیستونی 40 تن (146.6 kW) امکان دارد هشت سیلندر داشته باشد که روی شش سیلندر Unloader نصب شده باشد و در هر مرحله از این کمپرسور شامل دو سیلندر که ظرفیتی برابر 10 تن (35.2 kW) دارد و کمترین ظرفیت این کمپرسور 10 تن (35.2 kW) است. مشابه این کمپرسور پیستونی در کمپرسورهای اسکرو یک سیستم 40 تن دارای 4 کمپرسور مجزای 10 تن است. مانند کمپرسورهای پیستونی در مثال بالا هر دو سیلندر کمپرسور 40 تن معادل یک کمپرسور اسکرو و بجای عمل کردن Unloader کمپرسورها خاموش می شوند.

حرکت کمپرسور اسکروول در میان بارها

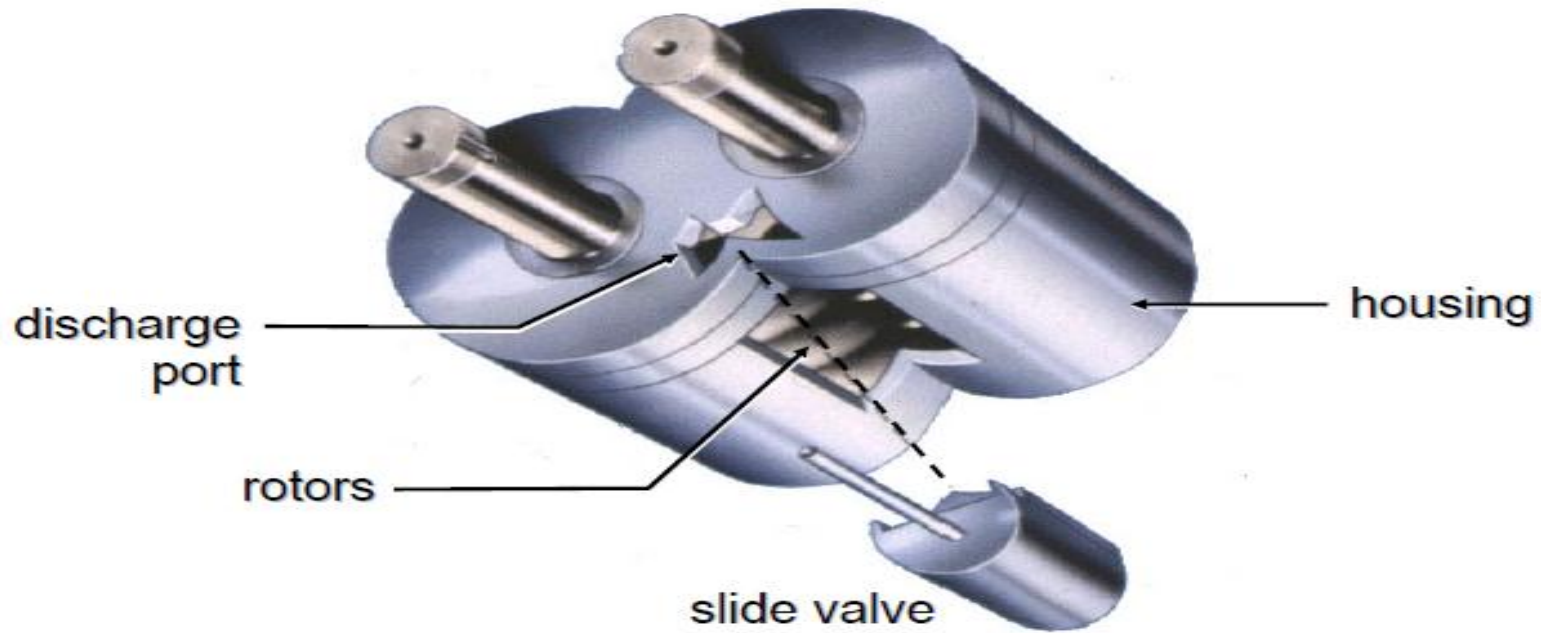


© American Standard Inc. 2000

Air Conditioni

در شرایط طراحی ظرفیت اوپراتور با ۴ کمپرسور اسکروول در نقطه A به تعادل می رسد دمای ساکشن C 6.1 (43F) و ظرفیت 44 تن (154.7 KW) می باشد. وقتی ظرفیت اوپراتور در فشار ثابت کندانسور کمتر از نقطه تعادل A می گردد ظرفیت روی منحنی 4 کمپرسور کاهش یافته زیرا دمای ساکشن کاهش می یابد و دستگاه تا نقطه B روی نمودار 4 کمپرسور کاهش می یابد. در این مرحله با کاهش دمای ساکشن منحنی کار کرد به نقطه C روی منحنی 3 کمپرسور منتقل شده و یک کمپرسور از مدار خارج می گردد (30 تن معادل 105.5 کیلووات) همانطور که بار کاهش می یابد همانطور که دمای ساکشن کاهش می یابد کمپرسورها تک به تک از مدار تولید خارج میشوند تا به دمای ست پوینت برسد که در این زمان آخرین کمپرسور نیز از مدار خارج می گردد کمترین ظرفیت در این مثال با یک کمپرسور 8 تن (18.1KW) می باشد خاموش و روشن شدن کمپرسور جای نگرانی ندارد در کمپرسور پیستونی 40 تن هشت سیلندر فعالیت می نماید در حالی که در این ظرفیت و مثال این صفحه 4 کمپرسور 10 تن کوچک موجود بوده که هر کدام موتور کوچکتری دارد.

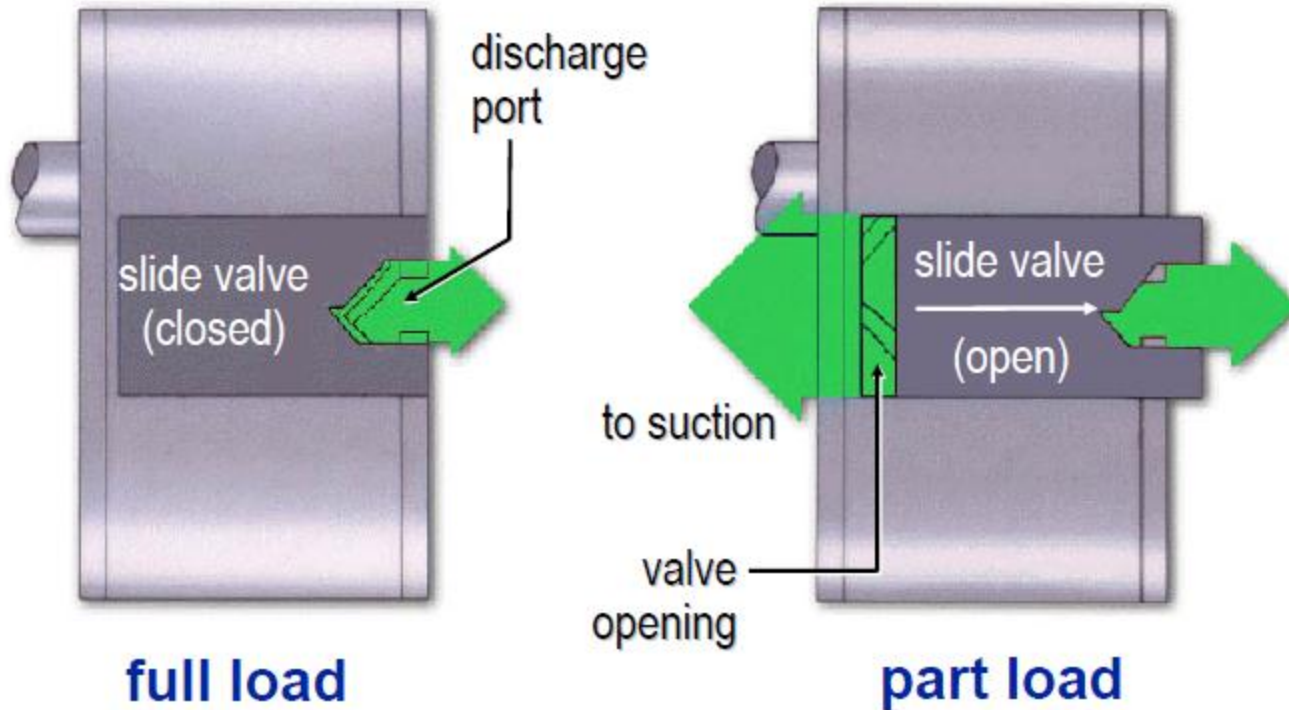
شیر دریچه ای Slide Valve



در کمپرسورهای مارپیچ دوار استفاده شده در مثال فوق یک شیر دریچه ای روی این کمپرسورها که جزئی جدائی ناپذیر از کمپرسور اسکرو می باشند نصب می شود در این کمپرسورها می توان از روشهای متفاوت کنترل ظرفیت استفاده نمود که برخی از این روشها مشابه عملکرد شیرهای کشویی می باشد که در این مبحث استفاده شده است. یکی از عوامل عمده در تغییر ظرفیت در این کمپرسورها مانند کمپرسورهای پیستونی فعال یا غیر فعال کردن Unloader ها در استپ های مختلف می باشد تا خروجی کمپرسور از لحاظ حجم متغیر باشد. محل قرار گیری شیر کشویی در ورودی کمپرسور تعیین می نماید که حجم خروجی مبرد از کمپرسور به چه میزان باشد. به عبارتی دیگر موقعیت کشو در امتداد روتور کنترل حجم خروجی کمپرسور را تعیین می نماید. با تغییر محل کشو در ورود کمپرسور این فرصت بوجود می آید که بار اوپراتور و کندانسور به تعادل برسد.

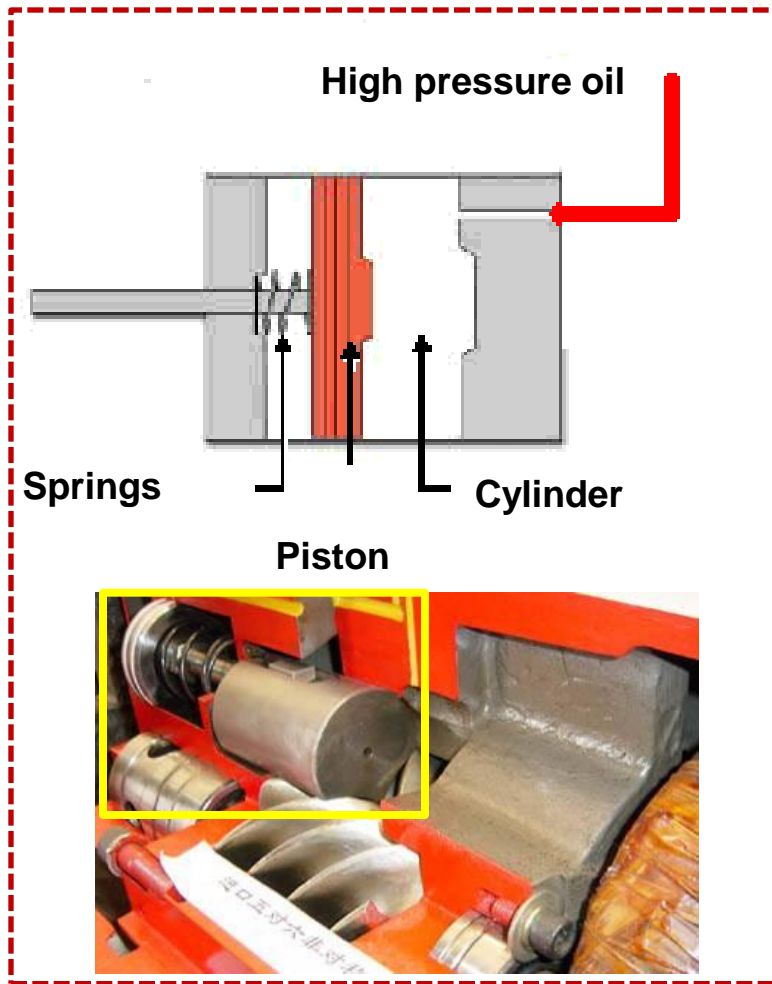
این نوع عملکرد به جای بی بار کردن سیلندرها در کمپرسور پیستونی مورد استفاده قرار می گیرد.

شیر کشوئی در کمپرسور اسکرو

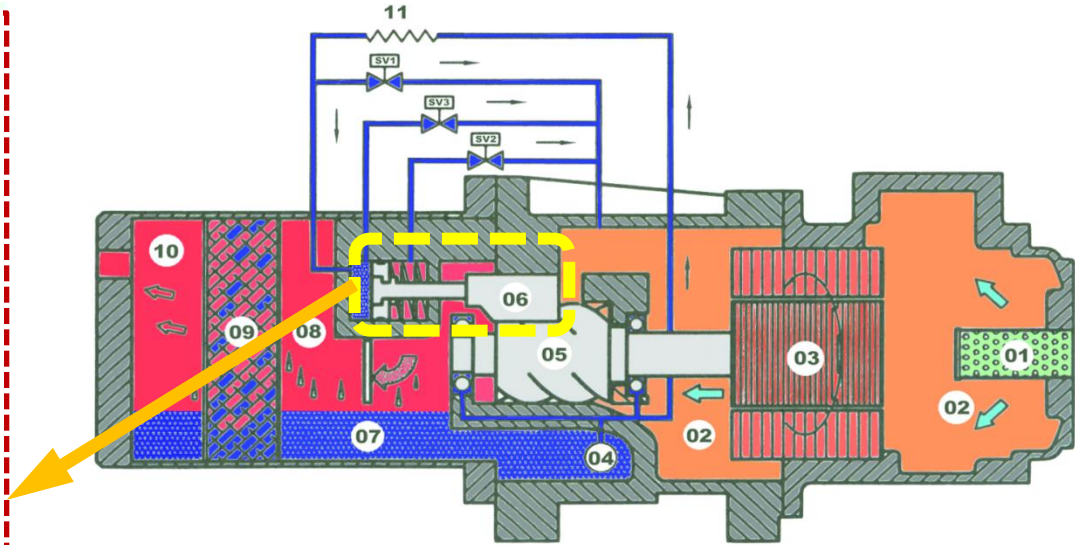


در بار کامل شیر کشوئی کاملاً بسته است و کمپرسور ماکزیمم بخار مبرد را جابجا می نماید. زمانیکه بار اوپراتور کاهش می یابد شیر در یچه ای مقداری باز می شود این حرکت شیر باعث می شود که بخار در ورود به روتور کاهش یابد زیرا مقداری بخار به سمت ورودی برگشته برگشته و وارد روتور نمی شود. این عمل حجم خروجی را کاهش می دهد و به عبارتی طول موثر روتور در فشرده سازی با تغییر شیر در یچه ای تغییر می نماید. در این روش حجم مبرد برای به تعادل رسیدن کمپرسور با اوپراتور کاهش می یابد.

Capacity Control

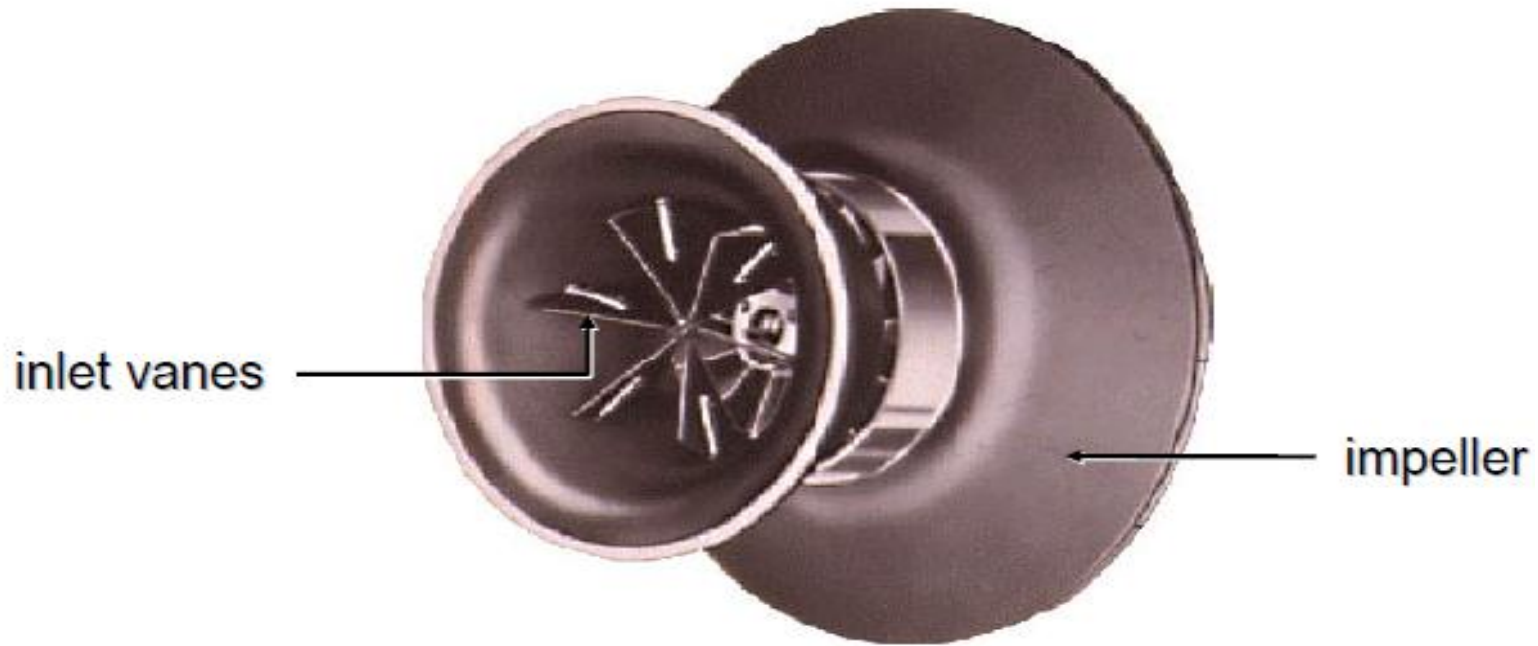


Slide Valve Mechanism



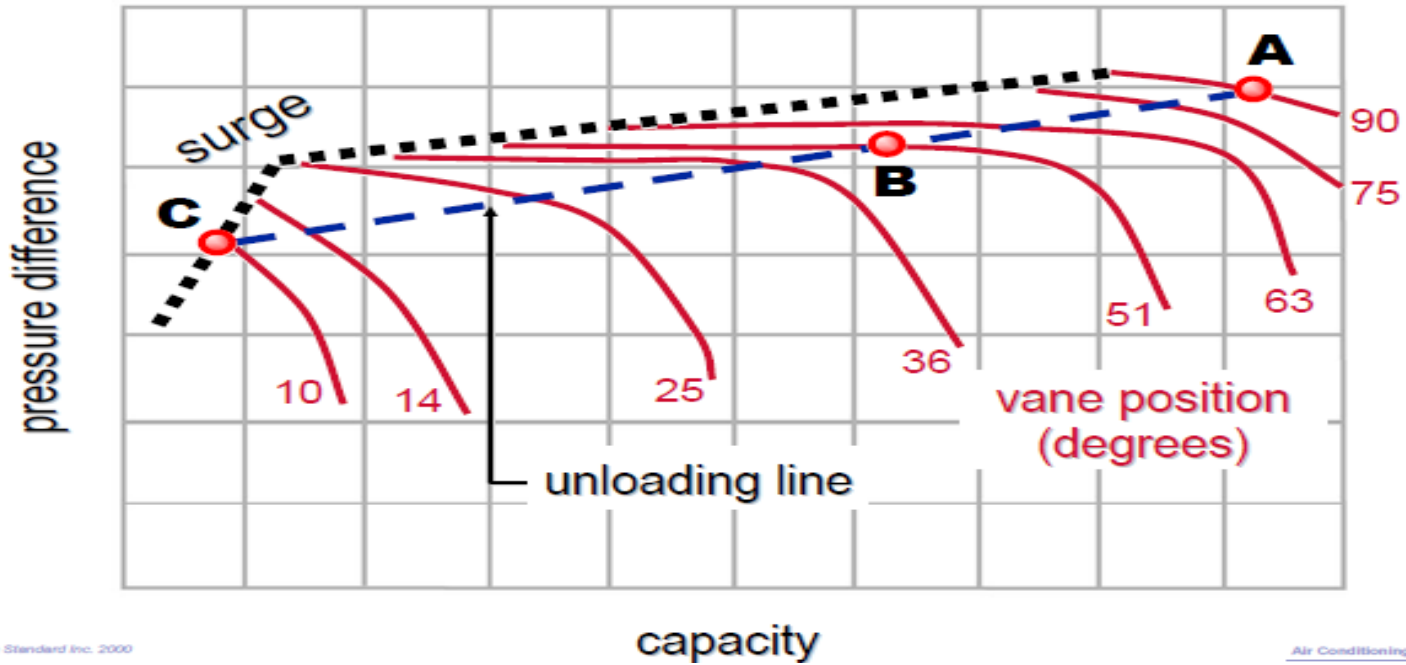
The capacity control system adjusts the capacity output by changing the effective length of the slide valve, that's to say it changes the effective volume of the compression chamber. Electric control system controls the ON/OFF state of the SV to drive slide valve forward or backward.

IGV در کمپرسورهای سانتریفیوژ



یک روش معمول در تغییر ظرفیت کمپرسورهای سانتریفیوژ می باشد که مجموعه ای از پره در ورودی کمپرسور سانتریفیوژ نصب می شود. در حالی که روشهای کنترل ظرفیت دیگری نیز در این کمپرسور دینامیکی وجود دارد ولی در عمده روشها تغییر سطح و زاویه ورودی انجام می پذیرد. این پره ها قبل از ورود مبرد به کمپرسور آنرا تغییر جهت می دهند و زاویه ورود مبرد به کمپرسور را دچار تغییر می نمایند که در نتیجه با تغییر زاویه حجم مبرد خروجی تغییر می نماید و به عنوان نتیجه در بارهای متفاوت اوپراتور ظرفیتهای متفاوت خروجی برای به تعادل رسیدن کمپرسور و اوپراتور حاصل می گردد.

منحنی مشخصه IGV



این منحنی طبق وسیعی از بار در عملکرد یک کمپرسور سانتریفیوژ را نشان می دهد که حاصل موقعیتهای متفاوت IGV است در این نمودار محور عمودی اختلاف فشار بین اوپراتور و کندانسور بوده و محور افقی ظرفیت کمپرسور را نشان می دهد. منطقه Surge در کمپرسور سانتریفیوژ کارکرد در شرایط ناپایدار است. به عنوان مثال وقتی با اوپراتور کاهش می یابد و کمتر از بار نقطه تعادل A می گردد پره های ورودی تغییر زاویه داده و این تغییر زاویه منجر به کاهش سرعت بخار مبرد ورودی می گردد و در نتیجه ظرفیت کمپرسور تا نقطه B کاهش می یابد. با کاهش میزان مبرد جابجا شده گرمای کمتری از کندانسور دفع شده و زمانی که گرمای دفعی از ظرفیت کندانسور کمتر است فشار و دمای کندانسور کمتر می شود و در نتیجه اختلاف فشار بین اوپراتور و کندانسور نیز کاهش می یابد. در امتداد خط Unloading کمپرسور به صورت تعادل با اوپراتور تا نقطه C کار می نماید. IGV در کمپرسورهای سانتریفیوژ امکان کارکرد در محدوده وسیعی از ظرفیتهای را به کمپرسور می دهد ولی باید از کارکرد کمپرسور در منطقه Surge جلوگیری نمود.

درایوهای کنترل سرعت VFD



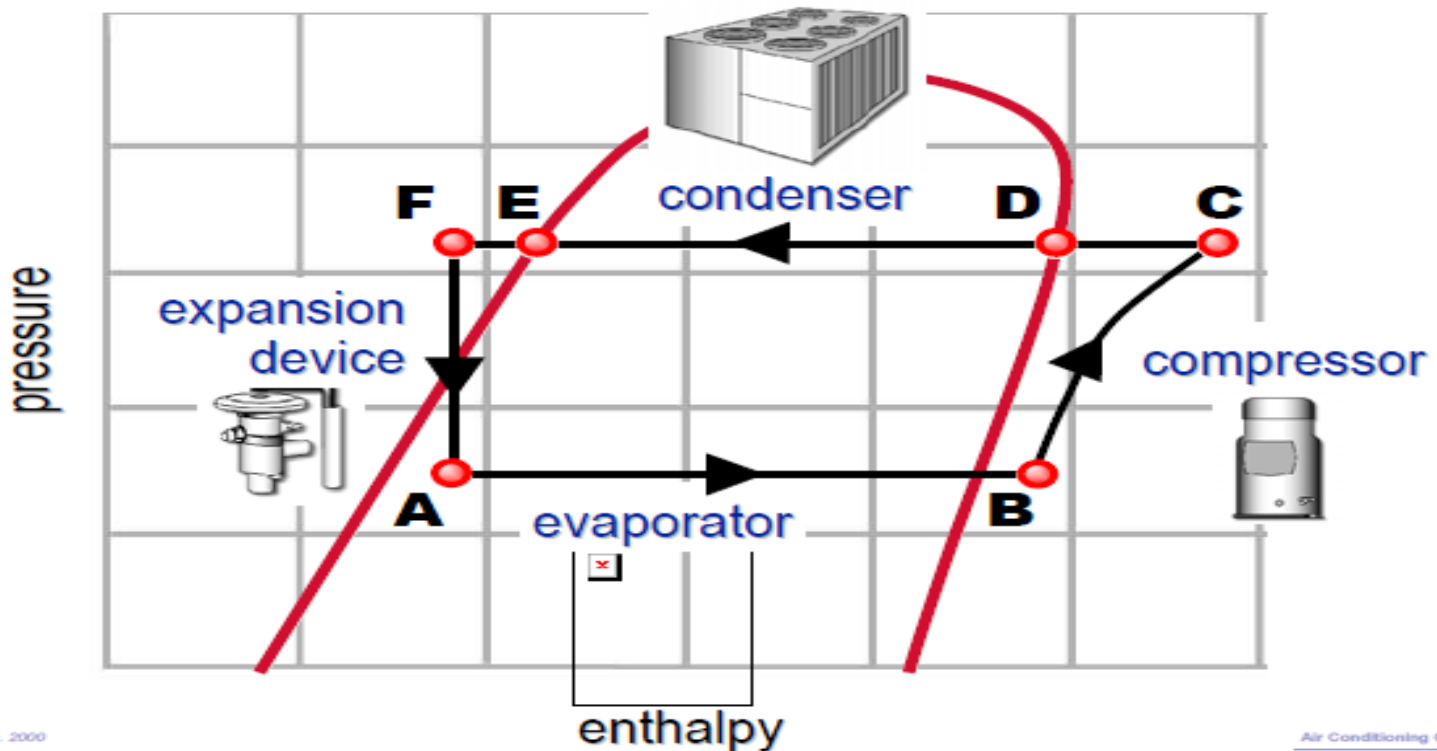
variable-speed
drive



در روشی دیگر با تغییر سرعت دورانی می توان ظرفیت کمپرسور را تغییر داد. به این دستگاه VFD گویند که با نامهای VSD و AFD نیز نامیده می شود. در یک کمپرسور پیستونی VFD سرعت دورانی میل لنگ را تغییر می دهد و سرعت پیستون در میل لنگ را کاهش می دهد. در یک کمپرسور اسکرو سرعت دورانی مارپیچ می تواند تغییر نماید. در یک کمپرسور مارپیچ چرخشی (اسکرو) سرعت گردش روتور می تواند متغیر باشد اگرچه کنترل سرعت در هر چهار نوع کمپرسور قید شده در این نوشته امکانپذیر است ولی معمولاً از درایوهای کنترل سرعت در کمپرسورهای سانتریفیوژ استفاده می شود. وقتی تغییرات سرعت رو به کاهش است سرعت جریان مبرد کاهش و اختلاف فشار نیز کاهش می یابد و این نتایج با IGV نیز بدست می آید. کنترل بار با کنترل سرعت جریان مبرد ورودی به کمپرسور مستلزم کنترلی پیچیده بوده که تعادل در سرعت جریان مبرد و اختلاف فشار بین ورودی و خروجی و بار ایجاد می نماید.

کندانسور CONDENSER

- دو پدیده مهم در چرخه سیکل تبرید رخ می دهد، اول تبخیر مبرد که در اوپراتور انجام می شود و دوم میعان مبرد به منظور کاهش دمای بالای آن که در فشار ثابت صورت می گیرد. در سیکل تبرید تنها منظور ما ایجاد فشار بالا و دمای نسبتا پایین مبرد است. پدیده دوم توسط کندانسور انجام شده و انتظار ما از سیکل را برآورده می کند. یعنی کندانسور گاز داغ خروجی از کمپرسور را که فشار بالایی دارد خنک می کند. کندانسورها عمدتا دو نوع هستند:
- کندانسورهای هوایی و کندانسورهای آبی.



(۱) کندانسور هوایی:

- این کندانسورها در حقیقت یک کویل می باشد که در آن هوای نسبتاً خنک محیط توسط فن از روی آن عبور داده شده و با جذب گرما از مبرد آنرا مایع می کند. در این کویل سیال واسط هوای می باشد. کاربرد این نوع کندانسور در پکیج یونیت ها، کندانسینگ یونیت ها و چیلرهای هوایی می باشد.



در مناطقی که رطوبت هوا زیاد و باعث عدم کارایی برج خنک کن آبی می شود از کندانسور هوایی استفاده می شود.

مشخصات عمومی:

استراکچر اصلی: کندانسور هوایی دارای اسکلت اصلی از مقاطع پروفیل گالوانیزه است. مقاومت، استحکام، راحتی تعمیرات از مشخصات اصلی در طراحی و ساخت به شمار می رود.

بدنه دستگاه از ورق گالوانیزه با پوشش رنگ و زیر رنگ صنعتی مقاوم می باشد. کویل بصورت استاندارد از لوله مسی فشار قوی و فین آلومینیومی با اتصال مکانیکی ساخته شده است. در شرایط خاص از فین مسی با پوشش رنگ مخصوص و ضریب هدایت گرمایی بالا در سطح خارجی فین جهت حفاظت از خوردگی استفاده می شود.

فن دستگاه: می بایستی از نوع چهار پره با کارکرد آرام و بیصدا و هوادهی مناسب باشد و از ورق گالوانیزه با پوشش رنگ و زیر رنگ صنعتی و کاملاً بالانس ساخته شود. الکتروموتور مناسب برای کار در شرایط نصب عمودی و برای هر فن بصورت جداگانه است.

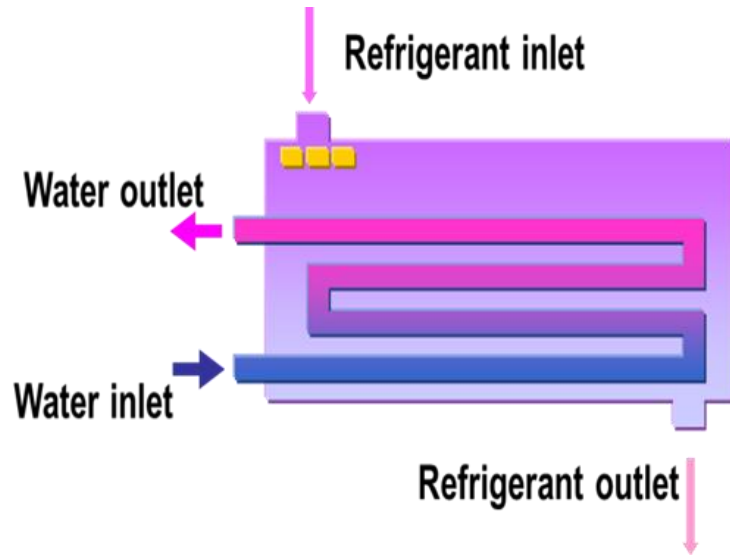
تابلوی فرمان مجهز به قطعات و لوازم برقی و همچنین سکونسر (SEQUENCER) کنترل فشار و تغییر ظرفیت برای کار در فصول مختلف است.

رسیور مایع: ساخته شده از لوله بدون درز و تست شده در فشار ۳۰ اتمسفر مجهز به شیر سرویس مایع خروجی، شیر مایع مبرد و سوپاپ اطمینان است.

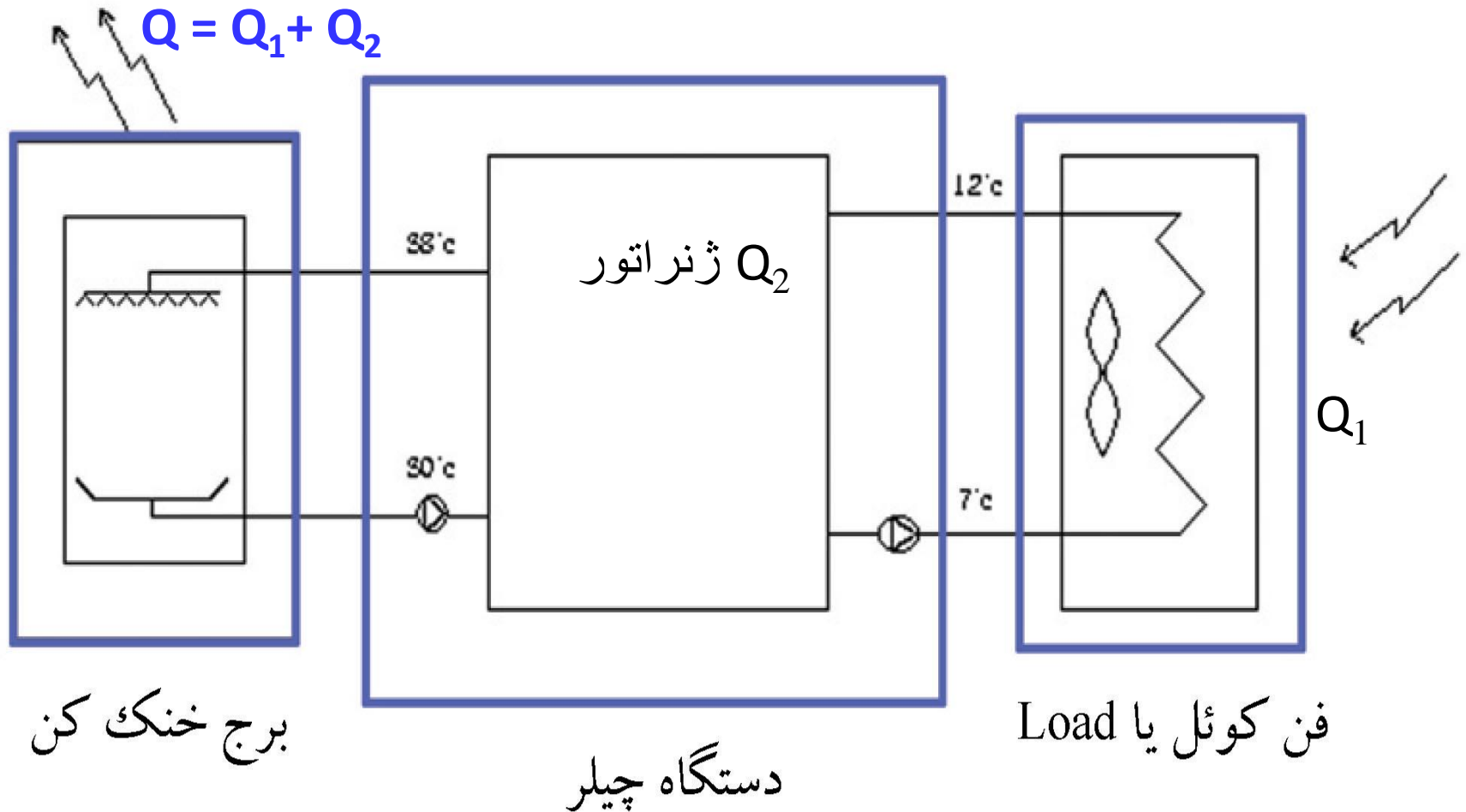
حفاظ فن: از مفتول گالوانیزه با پوشش پلاستیک مقاوم در برابر خوردگی است.

تجهیزات جانبی و اضافی: هیتر الکتریکی رسیور مایع (برای کنترل فشار مایع) سیستم دفع گرد و غبار اتوماتیک با تایمر قابل تنظیم، فیلتر آلومینیومی قابل شستشو در مسیر ورودی هوا تازه به دستگاه.

۲) کندانسور آبی (برج خنک کننده):



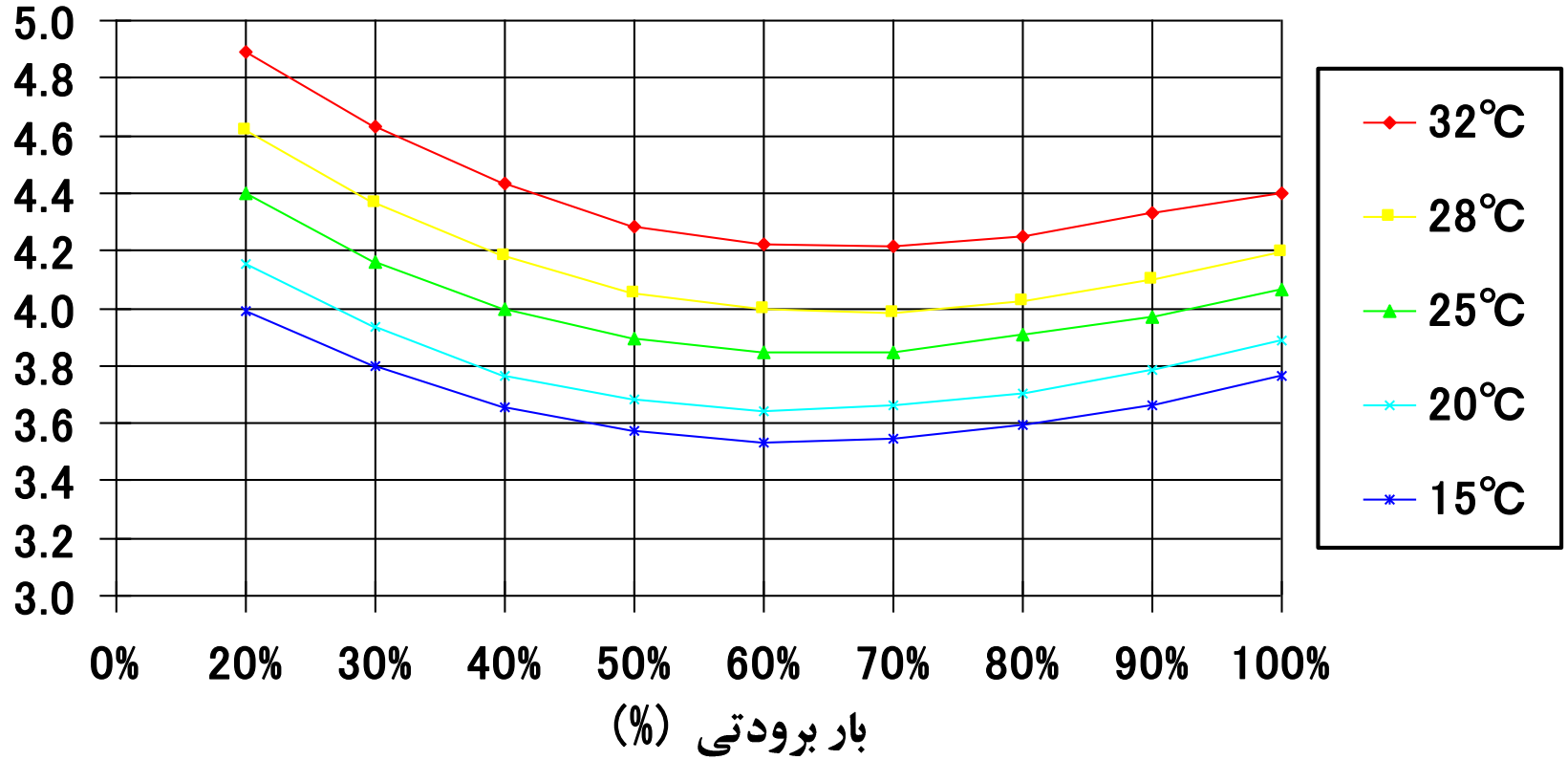
نقش برج در سیستم تهویه مطبوع



برج خنک کن

میزان مصرف بخار

kg/USRt



نمودار اثر برج خنک کن در چیلرهای جذبی

برج خنک کن: جهت خنک کردن آب خروجی از کندانسور از دستگاهی بنام برج خنک کن استفاده می گردد. این دستگاه آب خروجی از کندانسور را از طریق تبخیر جزئی از خودش خنک نموده ، از طریق پمپ سیرکولاتور به کندانسور برگشت می دهد.

مشخصات عمومی دستگاه

شاسی:

بدنه دستگاه بر روی شاسی با پوشش Hot DIP Galvanized بر طبق استاندارد مونتاژ می گردد.

بدنه دستگاه:

استفاده از فایبر گلاس FRP در بنده برج و عدم به کار بردن آهن مشکل خوردگی و زنگ زدگی را از بین برده و طول عمر برج و کاهش هزینه نگهداری را سبب می شود. این ساختار به علت دارا بودن UV در برابر اشعه آفتاب و رطوبت مقاوم است و تغییرات دمایی محیط بر روی آنها تاثیری ندارد.

تشت:

تشت برج به صورت دو جداره می باشد که با فایبر گلاس تقویت شده و ظرفیت آبگیری بالایی داشته و سرویس و نگهداری آن آسان است.

نردبان:

جهت تسهیل عملیات تعمیر، نگهداری و دسترسی به اجزای داخلی برج در نظر گرفته شده است.

دریچه ورودی هوا:

این دریچه از جنس فایبر گلاس بوده، قابلیت هدایت هوا به قسمت های مرکزی برج را دارا می باشد و از ورود ذرات خارجی به درون دستگاه جلوگیری می کند.

فن و موتور:

فن های به کار رفته همگی از جنس FRP یا پلی آمید یا آلومینیوم دایکاست می باشند و با پره های پهن و سرعت کم، آلودگی صوتی ناچیز و راندمان بالا دارند. الکتروموتورها نیز مطابق با استاندارد و درجه حفاظتی IP55 برای کار در شرایط سخت آب و هوایی در نظر گرفته شده اند. مجموع فن و موتور، هم در نوع کوپله مستقیم و هم در نوع تسمه و پولی عملکردی آرام و بی صدا دارند.

سیستم توزیع آب:

سیستم آبیاری دورانی مجهز به لوله های PVC با قابلیت گردش حول محور مرکزی و توزیع یکنواخت آب را دارا هستند.

صفحات انتقال حرارت:

صفحات انتقال حرارت که به پکینگ معروف هستند از جنس PVC شفاف و مقاوم در برابر نور خورشید، یخ زدگی و پوسیدگی با ساختار لانه زنبوری سطح انتقال حرارت بالایی داشته و در مقابل فرسودگی و آسیب های بیولوژیکی مقاوم هستند.

قطره گیر:

جهت جلوگیری از خروج قطرات آب از برج به صورت پره هایی از جنس فایبرگلاس در نظر گرفته می شوند.

اتصالات آب:

جهت ورود و خروج آب و سرریز و پرکن برج با قطره هایی مناسب طراحی می گردند.

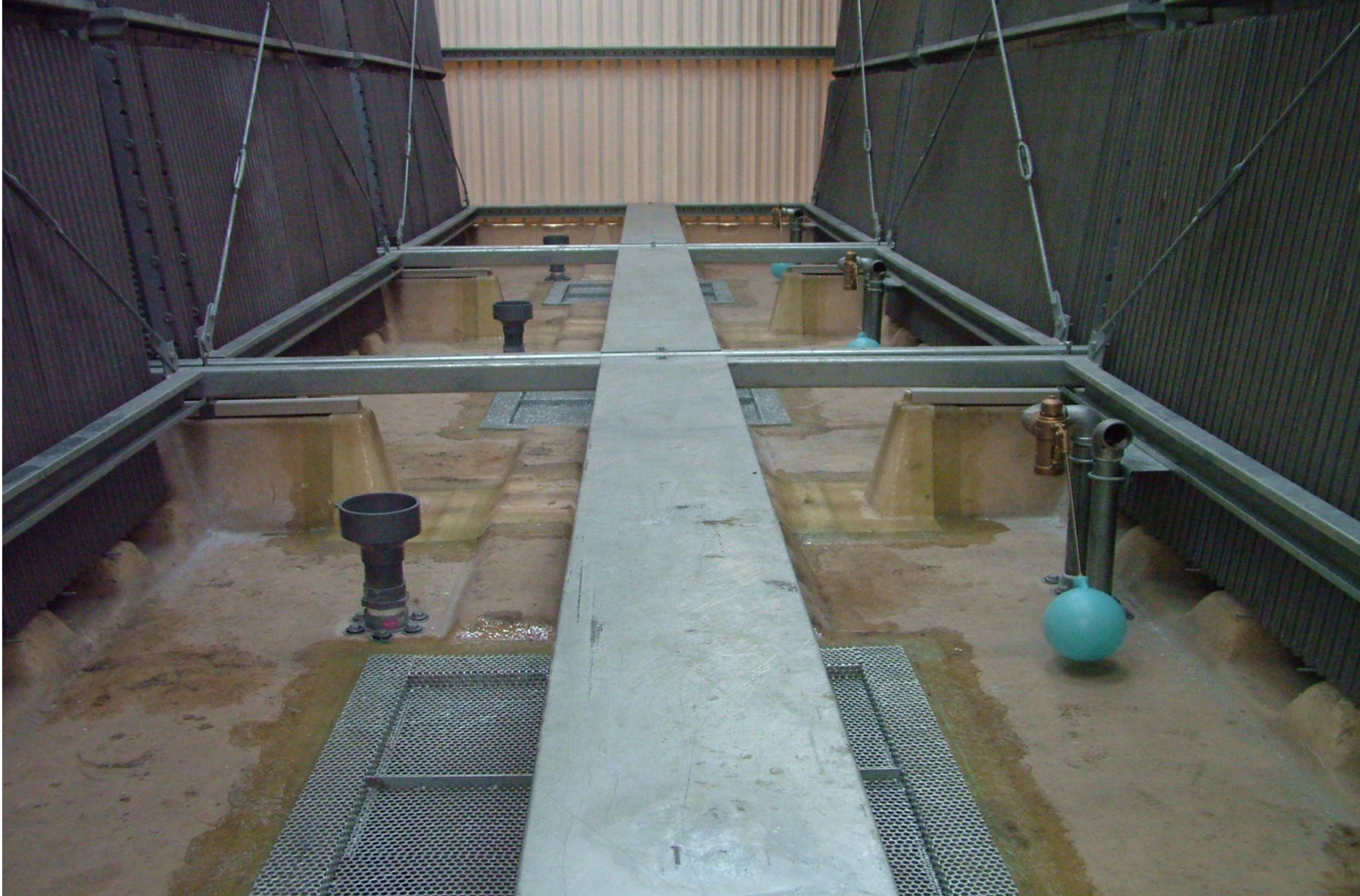
قسمت های داخلی برج خنک کن



قسمت های داخلی برج خنک کن



قسمت های داخلی برج خنک کن



فیل پک های برج خنک کن



حوضچه بالایی برج خنک کن







انتخاب برج خنک کننده وابسته به تامین چهار عامل زیر است:

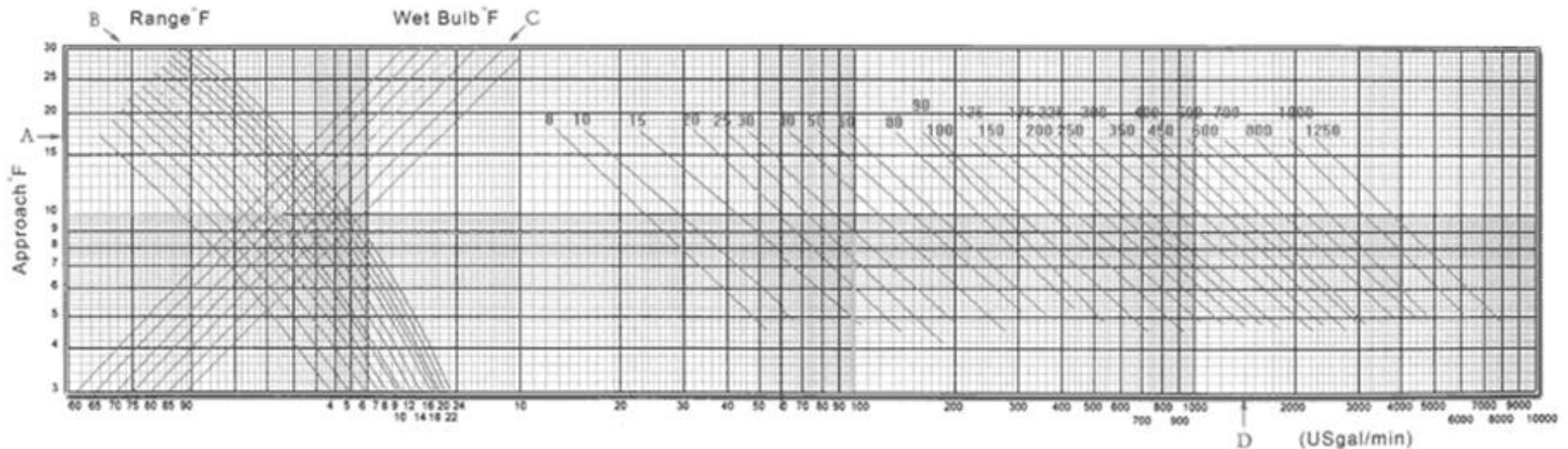
- 1) دبی آبی که باید سرد شود.
- 2) دمای آب ورودی به برج خنک کننده.
- 3) دمای آب خروجی از برج خنک کننده.
- 4) دمای مرطوب هوای ورودی به برج خنک کننده.

ارتباط بین این چهار عامل در روابط زیر شکل می گیرد:

(RANGE) دمای دامنه = دمای آب خروجی - دمای آب ورودی

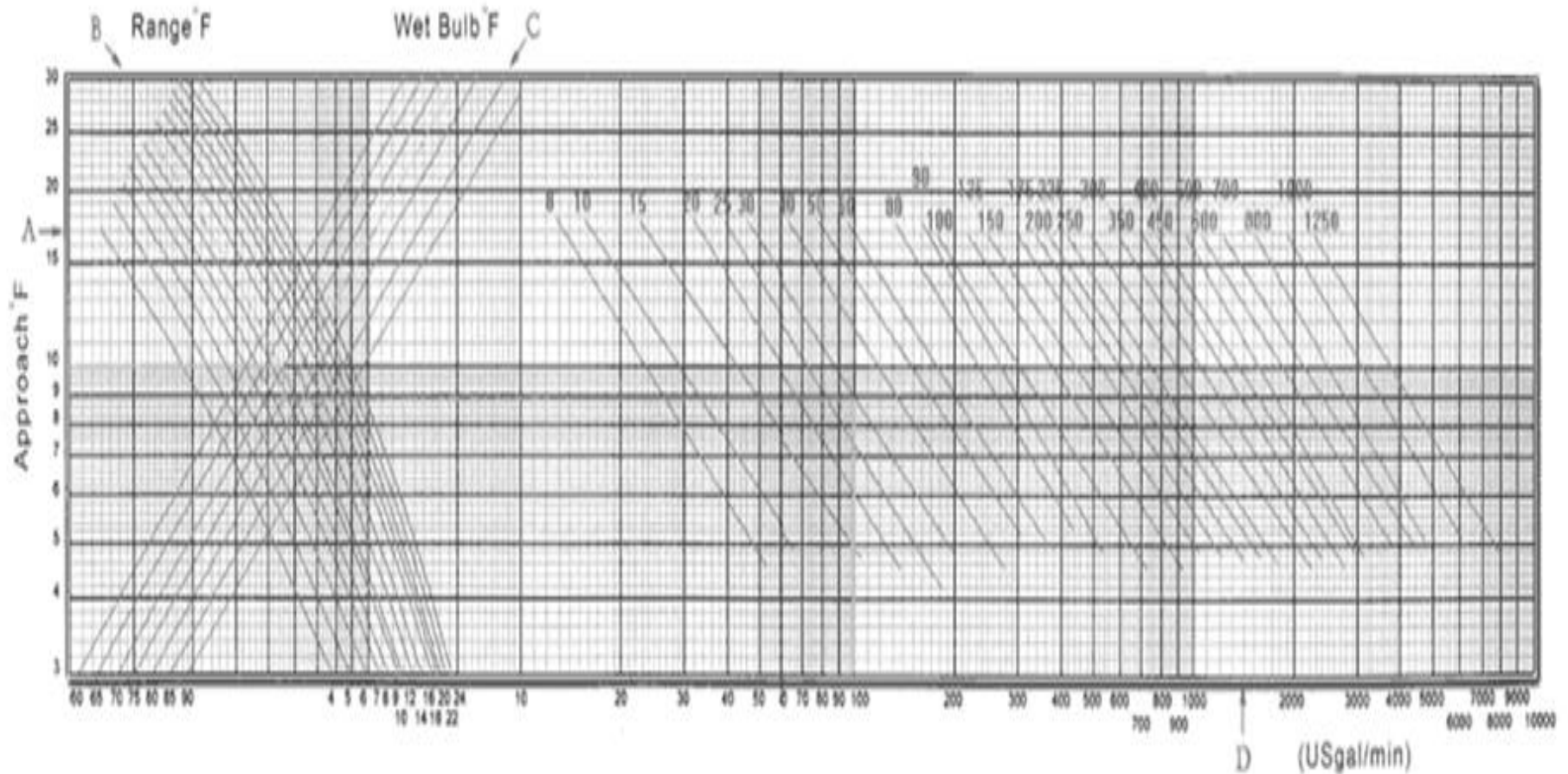
(APPROACH) دمای نزدیکی = دمای مرطوب هوا - دمای آب خروجی

MEHKOOH TAHVIEH TOWER SELECTION CHART



جهت انتخاب برج مورد نظر APPROACH را مشخص نموده و روی خط افقی بسمت راست حرکت می کنیم تا خط RANGE مربوطه را قطع نماید. از نقطه حاصل در راستای قائم طوری حرکت خواهیم کرد تا خط WET BULB را قطع کند. از نقطه بدست آمده خط افقی به سمت راست نصب می کنیم تا خط عمودی در دبی را قطع کند.

MEHKOOH TAHVIEH TOWER SELECTION CHART



شرایط طراحی:

ظرفیت حرارتی برج خنک کن را می توان توسط پارامترهای زیر تعریف کرد:

(۱) درجه حرارت ورود و خروج آب.

(۲) درجه حرارت حباب تر هوای ورودی.

(۳) دبی جریان آب.

ظرفیت حرارتی برج خنک کن که در تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می گیرند بر اساس تن اسمی (Nominal) بیان می شود. یک تن سرمایش اسمی طبق تعریف عبارتست از ۳gpm آب که وقتی درجه حرارت حباب تر هوای ورودی ۷۸F است از ۹۵F تا ۸۵F سرد شود.

در چنین شرایطی برج خنک کن، به ازای هر تن سرمایشی ۱۵۰۰۰ Btu/hr حرارت را دفع می کند.

انواع برج خنک کن:

برج های خنک کن به دو نوع تقسیم می شوند. در اولین نوع آنها آبگرم با هوای اتمسفر تماس مستقیم دارد و لذا برج های با تماس مستقیم نامیده می شوند (Direct contact) و دومین آنها بین سیال گرم و هوای اتمسفر تماس مستقیم وجود ندارد و لذا برج های با تماس غیر مستقیم (Indirect contact) نامیده می شوند. در برج های با تماس غیر مستقیم دو مدار مجزا وجود دارد:

مدار خارجی که در آن آب در تماس با هوا قرار گرفته و سپس بر روی دسته لوله ها می ریزد و مدار داخلی که در آن سیالی که باید سرد شود در داخل دسته لوله ها جریان دارد.

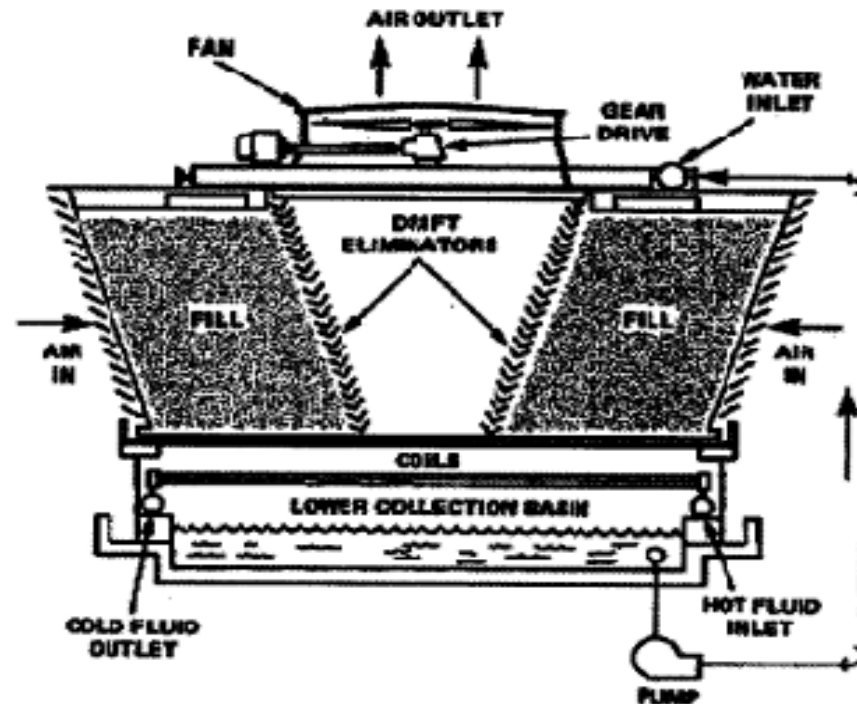
برج های تماس غیر مستقیم بصورت مدار بسته:

فن این برج ها بصورت مکشی یا دهشی است و انتقال حرارت در آنها متقاطع یا مختلف الجهد است. پمپ مستقر روی دستگاه، آب را از حوضچه ی جمع آوری پایین به حوضچه ی توزیع بالایی منتقل می کند. این برجها مشابه کندانسورهای تبخیری هستند.

برج های کویل دار در گروه برج های با تماس غیر مستقیم قرار دارند.

برج های تماس غیر مستقیم کویل دار:

در این نوع برج ها مطابق شکل زیر یک بخش کویل مجزا در مجاورت برج نصب می شود. ساختمان و عملکرد این برجها مشابه برجهای مدار بسته می باشد، با این تفاوت که همیشه لازم است از قطعات پرکننده درون برج استفاده شود و جریان هوای برج مستقیماً از درون این قطعات عبور کند.



مقدار آب تلف شده (Drift) و تخلیه زمانی (Bleed Off) :

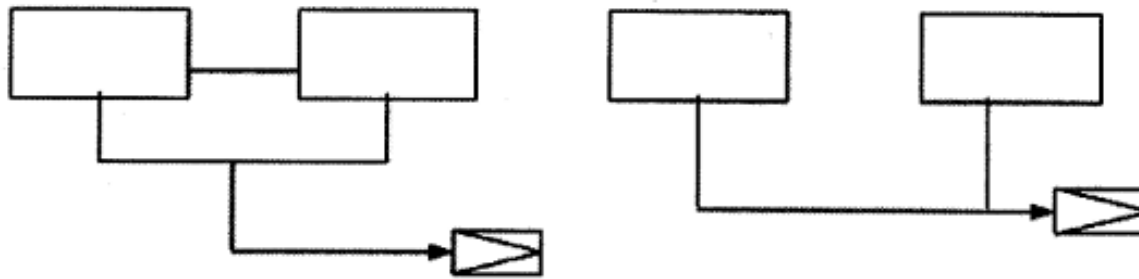
همانطور که بیان شد هوا مقداری آب را با خود می کشد و از برج خارج می کند (غیر از آنچه تبخیر می شود)

که به آن آب تلف شده می گویند و مقدار آن به اندازه، طراحی برج و شرایط منطقه نصب بستگی دارد. همچنین آبی که در برج در حال گردش است مقداری ذرات جامد معلق و مواد ناخالص دیگر در خود دارد که با تبخیر آب بصورت رسوب باقی می ماند. تخلیه زمانی مداوم (Bleed Off)، تخلیه مقداری از آب برج برای جلوگیری از رسوب این مواد در برج و کندانسور است و میزان آن به نوع طراحی برج و شرایط تصفیه آب بستگی دارد.

بر اثر تبخیر، اتلاف و تخلیه زمانی در برج مقداری از آب آن از دست می رود که باید با آب کمکی (Make Up) جبران شود. یک شیر شناور در تشتک سطح آب را تنظیم می کند.

شبکه ارتباطی برج های خنک کن :

در صورت زیاد بودن دبی آب جریان یافته از چند برج خنک کن استفاده می شود. در این صورت باید شبکه لوله کشی بصورتی طراحی شود که افت فشار آب از پمپ تا تمام برج های خنک کن یکسان باشد. در شکل زیر روش صحیح و غیر صحیح ارتباط دو برج خنک کن نشان داده شده است.



روش صحیح

روش غیر صحیح

علاوه بر کاربرد برج‌های خنک کننده در تهویه مطبوع در اکثر کارخانجات کوچک و بزرگ یکی از مهمترین و اساسی ترین دستگاهها، انواع برجهای خنک کننده هستند. برجهای خنک کننده علاوه بر آب به منظور خنک کردن سیالاتی دیگر در صورت لزوم مورد استفاده واقع می‌شود.

با توجه به اینکه برجهای خنک کننده معمولاً حجیم می‌باشند و به علت پاشیدن آب در محیط اطراف خود و خرابی تجهیزات، آن را معمولاً در انتهای فرآیند و یا در فضای کاملاً باز نظیر پشت‌بام ساختمانها و ... نصب می‌کنند.

برج خنک کن دستگاهی است که با ایجاد سطح وسیعی در تماس آب با هوا، عمل تبخیر را آسان نموده و در نتیجه باعث خنک شدن سریع آب می‌گردد. عمل خنک شدن در اثر از دست دادن گرمای نهان تبخیر انجام می‌گیرد در حالی که مقدار کمی آب بخار

می‌شود و سبب خنک شدن آب می‌گردد. باید توجه داشت که آب مقدار اندکی از گرمای خود را از طریق تشعشع (Radiation) و در حدود آن را از راه هدایت (Conduction) و جابجایی (Convection) و بقیه را از راه تبخیر از دست می‌دهد.

اختلاف فشار بخار آب بین سطح آب و هوا باعث تبخیر می‌شود. این اختلاف بستگی به دمای آب و میزان اشباع هوا از آب دارد.

برجهای خنک کننده (Cooling tower) را به سه گروه تقسیم می کنند:

- 1) برجهای خنک کننده مرطوب (WET-COOLING TOWER)
- 2) برجهای خنک کننده خشک (DRY-COOLING TOWER)
- 3) برجهای خنک کننده مرطوب - خشک (WET-DRY COOLING TOWER)

برجهای خنک کننده مرطوب (WET-COOLING TOWER)

برجهای خنک کننده مرطوب حرارت تلف شده به وسیله دستگاه را به وسیله مکانیزمهای زیر به محیط می دهند:

- a) بوسیله افزایش حرارت هوای اطراف
 - b) بوسیله تبخیر بخشی از آب در حال گردش در سیستم
 - c) بوسیله افزایش دمای مخزن طبیعی آب جمع آوری سرد شده
- برجهای خنک کننده یک سیستم توزیع و پخش آب گرم دارند که آب را به صورت یکنواخت روی یک شبکه کاری مشبک از تخته‌های افقی نزدیک به هم می‌باشد که این شبکه‌ها آکنه نامیده می‌شوند. آکنه‌ها آب سرازیر شده از بالای برج را با هوایی که از میان آنها حرکت می‌کند کاملاً مخلوط کرده بطوریکه آب به صورت یک قطره از یک آکنه به سطح آکنه دیگر توسط نیروی ثقل خود می‌ریزد. هوای بیرونی از طریق دریچه‌هایی وارد می‌شود، در اثر اختلاط آب و هوا، انتقال حرارت و انتقال جرم اتفاق افتاده و در نتیجه آب سرد می‌گردد، اکنون هوای مرطوب و گرم از بالای برج خارج می‌گردد.

برج‌های خنک کننده خشک (DRY-COOLING TOWER)

در مکان‌هایی که آب کافی برای برج خنک کننده مرطوب وجود ندارد، می‌بایست از اتلاف بر اثر تبخیر حداکثر جلوگیری بعمل آورد، از این نوع برج استفاده می‌شود. در برج‌های خنک کننده خشک، آب در حال گردش از میان لوله‌های پره‌دار عبور کرده بطوریکه هوای سرد از روی آنها عبور می‌کند. بنابراین حرارت آب در حال گردش از طریق لوله‌ها خارج شده و جذب هوای سرد می‌گردد.

برج‌های خنک کننده خشک - مرطوب (WET-DRY-COOLING TOWER)

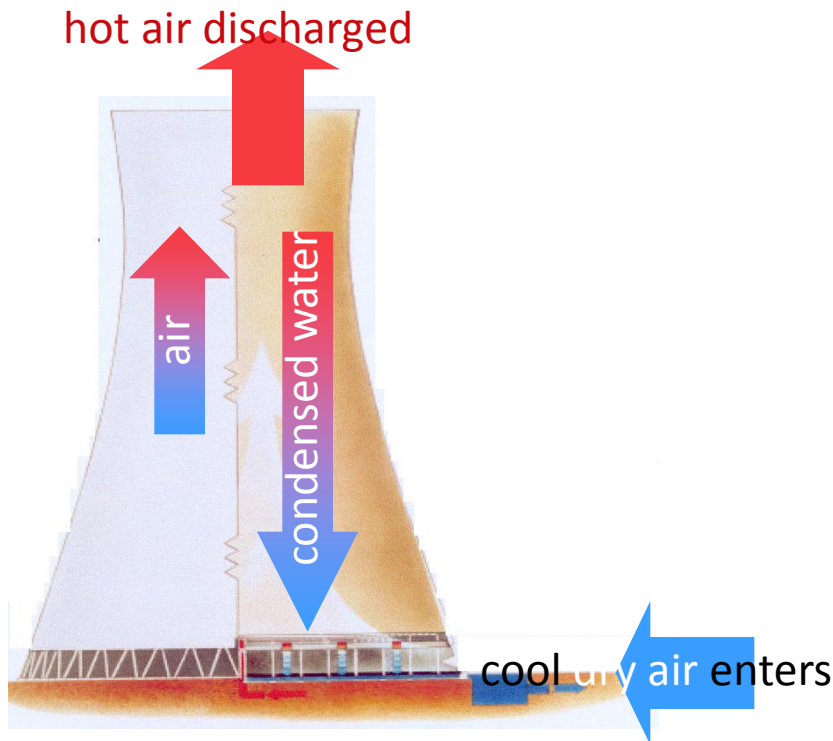
با توضیحاتی که در مورد دو نوع برج‌های قبلی داده شد مشخص می‌شود که برج‌های مرطوب همیشه مقداری آب بصورت تبخیر، مکش توسط هوا و نشتی مصرف می‌کنند. همچنین این برج دچار مشکل پراکندن ذرات آب هست. برج‌های خنک کننده خشک مشکلی بر کارکرد نیروگاه بخصوص در موقع گرم شدن هوای محیط تحمیل می‌کند. در چنین مواردی برای کاهش عوارض حاصل از دو نوع برج ذکر شده از برج‌های خنک کننده خشک - مرطوب استفاده می‌شود.

تقسیم بندی برج‌های خنک کننده از لحاظ تولید هوای ورودی به برج

- 1) برج‌های خنک کننده با کشش طبیعی هوا (Natural Drafr)
- 2) برج‌های خنک کننده با کشش مکانیکی هوا (Mechanical Draft)

این برج‌های خنک کننده به شکلی طراحی شده که هوای خنک بیرون به طور طبیعی وارد برج خنک کننده شده و پس از خنک کردن آب از قسمت بالای برج خنک کننده خارج می‌گردد. چگالی بین هوای بیرون و هوای گرم و مرطوب داخل برج، موجب مکش هوا از جداره‌های اطراف و خروج آن از قسمت بالای برج می‌گردد. در شکل‌های زیر نمونه‌ای از یک برج خنک کننده Natural Draft را مشاهده می‌فرمایید. کاربرد این نوع برج‌ها بیشتر در صنایعی همچون نیروگاهها و شرکتهای پالایش نفت می‌باشد.

برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی هوا (Mechanical Draft)



'natural draft' design cooling tower



در برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی ، هوا بوسیله یک یا چند بادبزن (FAN) که بطور مکانیکی عمل می نمایند به حرکت در می آید . بطوریکه در ژنراتور های بخار ، باد بزنها که از نوع کشش اجباری هستند در سطح زیرین جهت راندن هوا به داخل 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 ضعفهاست که از آنجمله می توان به موارد ذیل اشاره کرد:

پخش 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 سرمایه (خنک کردن) قدری متفاوت است . در شرایط آب و هوایی که رطوبت بسیار پایین 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 پخش شده از برج در ارتفاع کم می باشد که ممکن است این ذرات به داخل 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 زمین کشیده شوند ممکن است اطراف برج مه آلود شود

مزایای اصلی برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی هوا:

- 1) اطمینان از به جریان انداختن هوای مورد نیاز به هر میزان و در شرایط اقلیمی و آب و هوایی
- 2) استفاده از پمپهای با فشار کم
- 3) اشغال فضای کمتر جهت بهره‌برداری از این نوع دستگاههای مبرد
- 4) تنظیم دقیق دمای آب
- 5) سرمایه اولیه کم و هزینه ساخت ناچیز

معایب اصلی برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی هوا

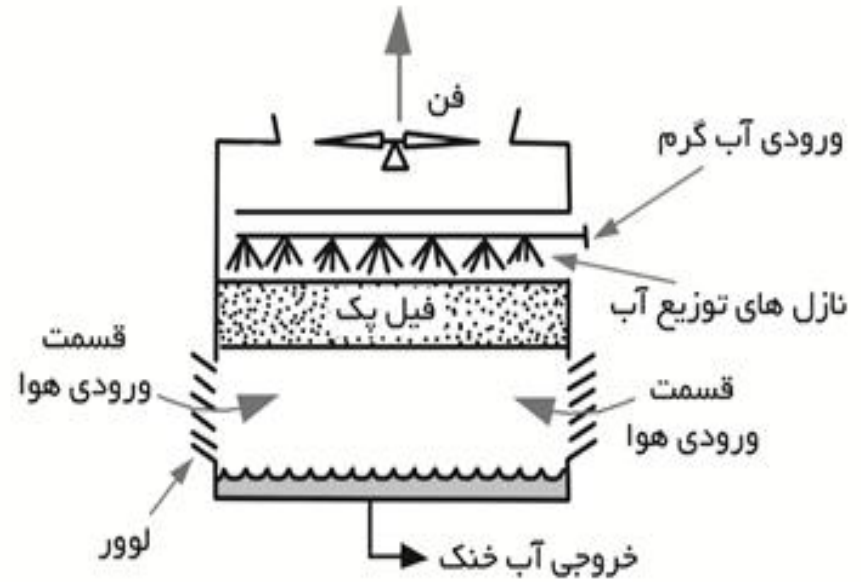
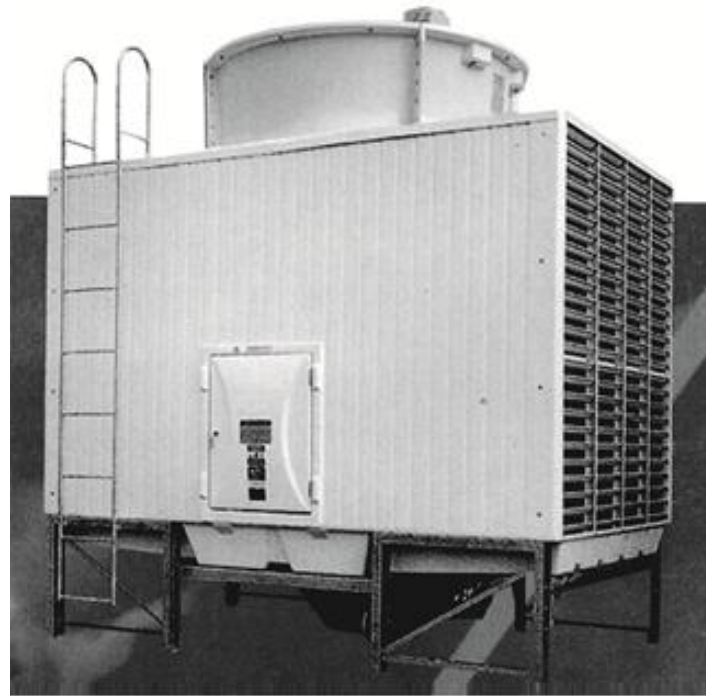
- 1) قدرت زیاد بادبزنها مستلزم خرج زیادتر است
- 2) ایجاد سرو صدا و لرزشهای فراوان حاصل از گردش پروانه‌ها
- 3) خسارت ناشی از خرابی فن‌ها

تقسیم‌بندی برجهای خنک کننده مکانیکی

- ا. برجهای خنک کننده Induced Draft
- اا. برجهای خنک کننده Forced Draft

1) برجهای خنک کننده Induced Draft

در این نوع برج‌های خنک کننده فن در قسمت بالای برج خنک کننده نصب می‌گردد و جریان هوا با سرعت ورودی پایین و سرعت خروجی بالا در برج خنک کننده ایجاد می‌گردد.



۲) برجهای خنک کننده Forced Draft

فن در این گروه از برج خنک کننده در قسمت پایین آن نصب می شود و لذا جریان هوای ورودی به برج خنک کننده نسبت به جریان خروجی آن دارای سرعت بیشتری می باشد .

در این برج های خنک کننده به دلیل اینکه سرعت هوای ورودی به برج بیشتر از سرعت هوای خروجی است لذا احتمال وقوع پدیده Recirculation بیشتر است . از طرف دیگر برج های خنک کننده Forced Draft به فن قوی تری نسبت به برج های خنک کننده از نوع Induced Draft نیاز دارند . همچنین احتمال یخ زدگی در برج های خنک کننده فوق در شرایط زمستانی بیشتر خواهد بود .

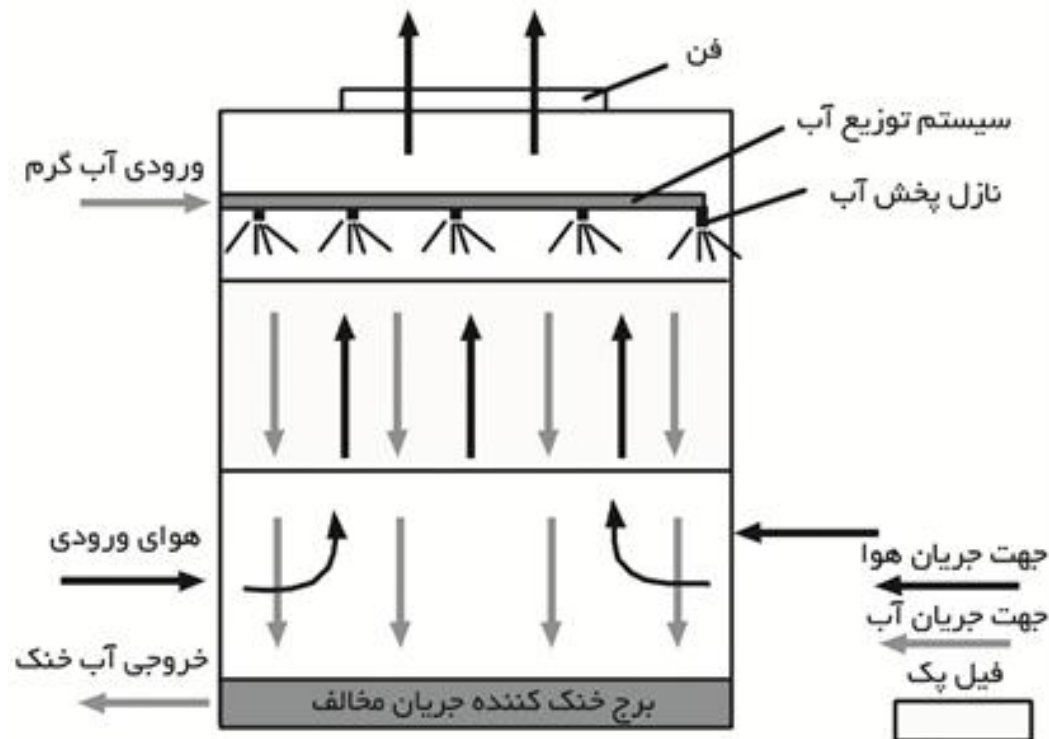
تقسیم بندی برجهای خنک کننده از لحاظ برخورد هوای ورودی با آب برج

(1) برجهای خنک کننده با جریان مخالف Counter Flow

(2) برجهای خنک کننده با جریان متقاطع Cross Flow

(1) برجهای خنک کننده با جریان مخالف Counter Flow

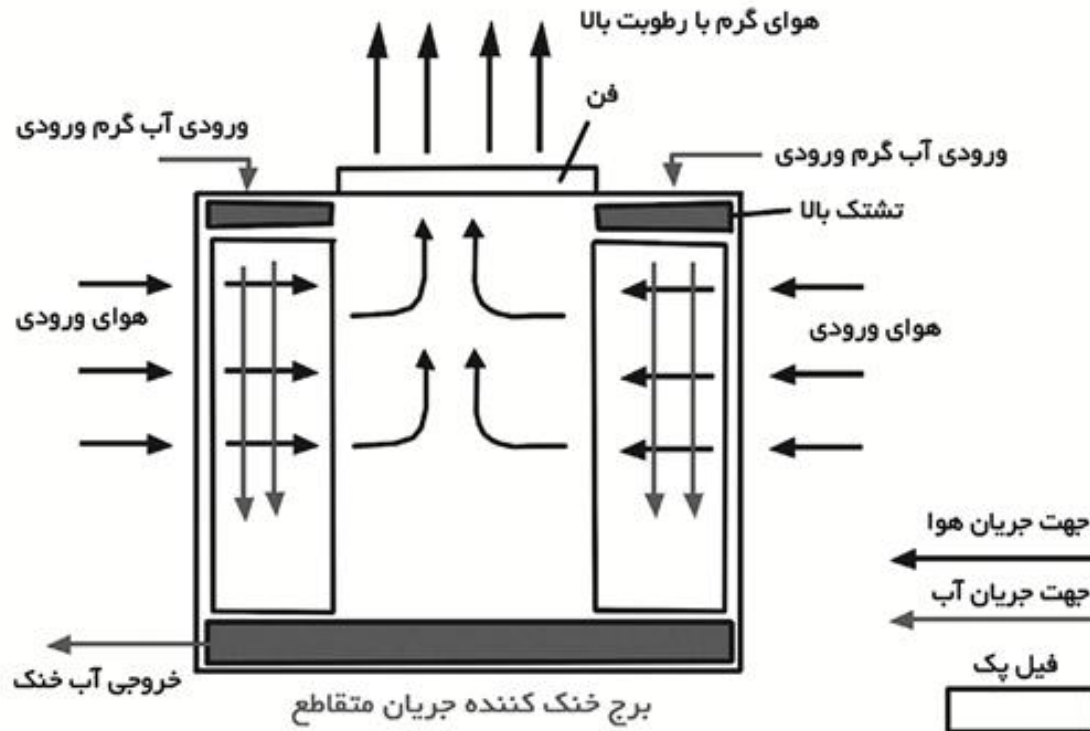
در این برجها باد بزن هوا را در مسیر مخالف آب از پایین به بالا از میان سرتا سر آکنه ها به جریان در می آورد. بنابراین خنک ترین آب در تماس با خشک ترین هوا می باشد. چون جریان هوا از پایین به بالا مرطوب تر گشته، در نتیجه آب از بالا به پایین نیز تدریجاً خنک تر می شود.



۲) برجهای خنک کننده با جریان متقاطع Cross Flow

در این نوع برجها پنکه های جریان هوا افقی هستند بطوریکه جریان آب و هوا یکدیگر را به صورت عمود قطع می نمایند. این نوع از برجها سطح وسیعتری از زمین را اشغال می کنند، اما هوای ورودی می تواند از تمام ارتفاع برج که معمولاً زیاد نیست وارد گردد. از مزایای این برج استفاده از پمپ با فشار کمتر و همچنین دسترسی به سیستم پخش آب بهتر است. در این برجها در حوضچه سربازی اشغالها را جمع آوری می نمایند و در صورتیکه این حوضچه در داخل و زیر سقف

قرار نگرفته باشد لازم است تا روی آن را بپوشانند. که این نوع برج خنک کننده مزایای بیشتری نسبت به نوع Counter flow دارند.



قسمتهای اصلی برج خنک کننده:

الف) لوله‌ها و آکنه‌ها

شامل قسمتهایی هستند که در جریان انتقال حرارت دخالت داشته در ضمن باعث می‌شود که مقدار آب گرم شده که همراه باد خارج می‌شود کم شده و از خروج آنها از برج جلوگیری شود. همچنین نگهدار خوبی برای قسمتهای دیگر برج می‌باشد.

مقدار تبخیر بستگی به سطح برخورد آب با هوا و همچنین شدت جریان هوا دارد. برای اینکه حداکثر بهره‌برداری که در طرح آن بکار رفته است رعایت شود در برجهای خنک کننده از آکنه‌ها استفاده می‌شود که آب را به صورت قطره‌هایی در سطوح برج پخش می‌کند تا سطح وسیعی بوجود آید.

ب) حوضچه

حوضچه در پایین برج قرار دارد که آب خنک کننده در آن جمع می‌گردد. به حوضچه یک جریان بنام آب تکمیلی یا آب جبرانی (Make Up) وارد می‌شود و یک جریان برای استفاده در دستگاههای تبادل حرارت از آن خارج می‌گردد. علاوه بر جمع آوری آب در حوضچه، آب قبل از اینکه به سمت کندانسور پمپ شود صاف نیز می‌گردد.

ج) بادبزنها

در برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی بادبزنهای نصب می‌شوند تا جریان هوای لازم را جهت عبور از آکنه‌ها تولید نماید. بادبزنها در برجهای خنک کننده با کشش مکانیکی کاربرد دارند. توضیح در این مورد ضرورتی ندارد و به همین مقدار اکتفا می‌شود.

د) حذف کننده ها

این وسیله از خارج شدن قطرات آب بوسیله کشش هوا از برج جلوگیری بعمل می آورد. تیغه ها معمولاً طوری نصب می شوند که با سطح افق زاویه ای در حدود ۴۵ درجه بسازد. جنس این تیغه ها از چوب، فلز یا پلاستیک ممکن است ساخته شده باشند.

آکنه ها

دو نوع آکنه ها که در برجهای خنک کننده ممکن است مورد استفاده قرار گیرد عبارتند از:

SPLASH PACKING (1)

FILM PACKING (2)

SPLASH PACKING (1)

در این نوع آکنه ها آب بر اثر برخورد با تیغه ها پخش و به صورت قطره قطره در آمده که در نتیجه ایجاد سطح وسیع می نماید. از آنجاییکه قطرات آب همراه پیوسته بوده و وزن سنگین دارند این نوع دسته بندی ممکن است در اثر جریان دائمی از هم گسیخته گردد.

FILM PACKING (۲)

در این نوع آکنه ها سطح وسیع از آب در اثر جریان آن در روی تیغه ها بوجود می آید. به طرق گوناگون می توان چنین سطح وسیعی ایجاد کرد:

GIRD PACKING (A)

در این نوع آکنه‌ها از یک سری شبکه‌هاب که معمولاً از چوب بوده و روی یکدیگر قرار گرفته‌اند استفاده می‌شود. این شبکه‌ها طوری نصب گردیده که همراه هر شبکه با شبکه‌های اطراف خود زاویه ۹۰ درجه می‌سازند و به این شکل در سطوح شبکه‌ها پخش می‌گردد.

RANDOM PACKING (B)

این نوع آکنه‌ها موادی با سطح زیاد درست شده که به طور ننامنظم در داخل برج قرار دارند. یکی از دلایل نامرغوب بودن این نوع آکنه‌ها ایجاد مقاومت زیاد در مقابل جریان هوا می‌باشد. این نوع آکنه‌ها دارای قسمت‌های حلقوی است که قطر هر حلقه با طول آن برابر است. این حلقه‌ها از جنس‌های مختلفی بوده و سطح تماس آب با هوا را زیاد می‌کنند.

PLATETYPE FILM PACKING (C)

این نوع آکنه‌ها از صفحات نازک پلاستیکی چین‌دار ساخته شده‌اند که با زاویه کمی کمتر از ۹۰ درجه با سطح افق نصب شده‌اند. چین‌های روی صفحات باعث بوجود آمدن سطح زیاد می‌گردند. آکنه‌ها باید طوری انتخاب شوند تا هم سطح تماس آب و هوا برای نسبت‌های بالای انتقال حرارت و انتقال جرم مناسب باشند و هم مقاومت کمتری در مقابل جریان هوا داشته باشند. آکنه‌ها باید محکم، سبک و در برابر خوردگی و خراب شدن مقاوم باشد.

عوامل موثر در طراحی برجهای خنک کننده :

- (۱) میزان افت درجه حرارت (اختلاف دمای ورودی و خروجی برج)
- (۲) اختلاف بین درجه حرارت آب سرد و درجه حرارت مرطوب هوا
- (۳) دمای مرطوب محیط : اصولاً خنک کردن آب زیر این دما غیر ممکن است
- (۴) شدت جریان آب
- (۵) شدت جریان هوا
- (۶) نوع آکنه‌های برج

به تجربه ثابت شده است که برای هر ۱۰ درجه فارنهایت افت دما در برج خنک کننده میزان تبخیر در حدود یک درصد کل آب در حال گردش می‌باشد .

در گزینش صحیح دستگاه خنک کننده میزان تبخیر در حدود یک درصد کل آب در حال گردش می‌باشد.

در گزینش صحیح دستگاه خنک کننده آب ، متناسب با مقتضیات یک پروژه معین باید چند عامل اصلی را لحاظ کرد:

۱) محل نصب:

اگر بتوان برج خنک کن را در فضای باز با جریان هوای آزاد قرار داد در حصول یک بازده مناسب از برج مشکلی وجود نخواهد داشت اما چنانچه قرار باشد برج در داخل ساختمان و محصور بین دیوارها نصب شود موارد زیر بایستی مورد توجه قرار گیرد:

باید فضای کافی و بدون مانع مزاحم در اطراف برج وجود داشته باشد تا هوای لازم به برج برسد. هوای گرم خروجی از برج باید به گونه‌ای تخلیه شود که امکان بازگشت و گردش مجدد آن به برج وجود نداشته باشد زیرا گردش مجدد چنین هوایی در برج دمای مرطوب هوای ورودی به برج را افزایش می‌دهد و باعث گرم ماندن آب در خروج از برج می‌شود.

گردش مجدد هوا به داخل برج هنگامی مورد توجه قرار می‌گیرد که چند برج در مجاورت هم باشند. تعیین محل نصب برج به عوامل دیگری هم بستگی دارد از قبیل استحکام محل نصب، تجهیزات اضافی برای تقویت آن، هزینه فراهم کردن تجهیزات اضافی برای برج و مسائل مربوط به معماری ساختمان و ...

۲) لوله کشی

سیستم لوله کشی برج خنک کن بایستی به گونه‌ای طراحی شود که امکان انبساط و انقباض بین لوله‌ها فراهم باشد و چنانچه برج بیش از یک اتصال ورودی باشد باید جهت متعادل کردن جریان آب به هر یک از سلولهای برج شیر متعادل کننده نصب شود و چنانچه لازم باشد یکی از سلولهای برج جهت تعمیرات از مدار خارج شود باید دارای شیر مسدود کننده جریان باشد.

✓ اگر دو یا چند برج به صورت موازی نصب شده باشند باید از یک لوله مشترک بین دو تشت برج جهت متعادل کردن آب داخل برج استفاده شود.

✓ به منظور ممانعت از سرریز آب داخل برج هنگام توقف کار تمامی مبدلها بایستی پایین تر از سطح آب برج قرار داشته باشند.

(۳) کنترل ظرفیت :

بیشتر برجهای خنک کن در معرض تغییرات قابل توجه دمای مرطوب هوا و بار در طول فصل گرم می‌آشند بدین لحاظ ممکن است جهت ابقای شرایط تجویز شده برای کارکرد مطلوب برج بعضی از روشهای کنترل ظرفیت به کار گرفته شود.

ساده‌ترین روش کنترل ظرفیت برجهای تغییر سرعت فن می‌باشد که اغلب در برجهای چند سلولی به کار می‌رود با موتورهای دور متغیر می‌توان این کار را انجام داد. روش دیگر در کنترل ظرفیت استفاده از دمپر تنظیم کننده در دهانه خروجی فن سانتریفوژ می‌باشد. روش دیگر بای پس کردن آب می‌باشد.

(۴) آب جبرانی:

چون نمک‌های کلرور حلالیت زیادی دارند غلظت یون کلر در آب ورودی به برج و آب در حال گردش راهنمای بسیار خوبی برای تعیین غلظت بوده و بنابراین همیشه باید آنرا بازدید و بررسی نمود.

افزایش غلظت مواد محلول و مواد معلق در آب در حال گردش در برج خنک کننده ایجاد اشکال می‌نماید که برای جلوگیری از افزایش غلظت مواد محلول و مواد معلق مقداری از آب در حال گردش را تخلیه می‌کنند که این آب در صنعت به زیر آب (Blow down) معروف است.

مقدار آب برج همچنین ممکن است تصادفی یا بوسیله باد تقلیل یابد. اصولاً در برجهای خنک کننده مقداری آب به صورت گرد در آمده و توسط باد یا کشش از برج خارج می‌شود. مقدار تخلیه لازم در برج برای کنترل مواد محلول و معلق مجاز را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$M = (B + W) \times C$$

که در رابطه بالا :

✓ B مقدار زیر آب بر حسب $\frac{gal}{hr}$ یا $\frac{m^3}{hr}$

✓ E مقدار آب تبخیر شده بر حسب $\frac{gal}{hr}$ یا $\frac{m^3}{hr}$

✓ C ضریب غلظت پیشنهاد شده برای برج

✓ W مقدار آبی که توسط باد خارج می‌شود بر حسب $\frac{gal}{hr}$ یا $\frac{m^3}{hr}$

ضوابط و مبنای برج ها:

استفاده صحیح از برج های خنک کن در صورتی امکان پذیر است که در شرایطی که برای آن ساخته شده است کار نماید و پارامترهای موثر و متغیر دستگاه در حدی که سازنده ی دستگاه برای آن مجاز شمرده تغییر کند تا بتوان دستگاه را با راندمان قابل قبول در شرایط اقتصادی مورد استفاده قرار داد. در زیر به برخی از ضوابط و مبنای حاکم بر برج های خنک کن اشاره شده است:

(۱) در شرایط معمولی که درجه حرارت آب ورودی به برج $95F$ و درجه حرارت آب خروجی از برج $85F$ ($\Delta T = 10F$) و درجه حرارت مرطوب محیط $78F$ است دبی آب ورودی برابر 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن برودتی چیلر خواهد بود. (چیلرهای تراکمی) ولی در چیلرهای جذبی مقدار گذر آب برابر 3.6 گالن بر دقیقه به ازای یک تن برودت در شرایط آب ورود به برج با حرارت $103F$ و آب خروجی $85F$ در محیطی با درجه حرارت مرطوب $78F$ است.

(۲) انتخاب برج خنک کن همیشه باید در شرایط ماکزیمم بار انجام شود، ولی برای تغییر بار سرمایی در برج می توان از کلیدهای دو سرعته استفاده کرد. قدرت الکتروموتور برج در حالت سرعت کم یعنی با نصف سرعت حد معمول برابر با $1/8$ قدرت موتور در سرعت معمولی (حالت ماکزیمم بار) می باشد. ضمناً این تغییر وضعیت در بار سرمایی را می توان با قرار دادن یک مدار کنترل که از طریق درجه حرارت آب ورود به برج فرمان می گیرد، کنترل نمود. همچنین می توان با قرار دادن مدار کنترل روشن و خاموش فن برج خنک کن، مقدار بار سرمایی برج را تغییر داد.

(۳) اگر در شرایط خاصی لازم باشد برج خنک کن در زمستان کار کند، از آنجا که با تغییر وضع درجه حرارت محیط $32F$ یا پایین تر از آن در معرض یخ زدگی قرار خواهد گرفت، برای حفاظت از آن می توان یک عدد کویل حرارنی بخار یا آب گرم یا کویل الکتریکی در تشتک برج قرار داد و تشتک را از طرف جدار خارجی عایق نمود. در این شرایط ظرفیت کویل حرارتی را بر اساس میزان دبی آب برج به نحوی که درجه حرارت آب برج را به $40F$ افزایش دهد محاسبه می کنند.

ضوابط و مبنای برج ها:

۴) بطور معمول مقدار آب تبخیر شده در برج خنک کن تقریباً ۲ گالن در ساعت ، به ازای هر تن ظرفیت برودتی است.

در این حالت اگر مقدار آب اضافه شده به برج برابر مقدار آب تبخیر شده باشد بتدریج غلظت کثافات و جلبک ها زیاد می شود که برای جلوگیری از افزایش آنها لازم است تقریباً ۲ گالن در ساعت نیز آب از سیستم خارج نمود. بنابر این مقدار آبی که باید به مدار برج از طریق سختی گیر اضافه شود حدوداً ۴ گالن در ساعت به ازای هر تن ظرفیت برج خواهد بود. به طور کلی میزان آبی که لازم است به مدار برج خنک کن اضافه شود معادل ۲.۵ درصد حجم آبی است که در مدار سیر کولاسیون موجود است.

۵) در انتخاب محل نصب برج خنک کن غیر از مسائل معماری و چگونگی هماهنگی آن با تمامی ساختمان همچنین پیش بینی های دیگر از نظر تحمل بار برج در موقع کار (وزن برج + وزن آب برج + وزن معادل تاثیر ارتعاش) لازم است دو پارامتر زیر مورد توجه قرار گیرد:

الف) برج خنک کن در هنگام کار نباید بیش از چند دسی بل به شدت صوت محل اضافه نماید.

ب) برج خنک کن باید در محلی نصب شود که بتواند به راحتی هوای مورد نیاز با حجم کافی را تامین نماید و بصورتی نباشد که هوای عبور کرده از برج مجدداً مورد استفاده قرار گیرد ، زیرا در این صورت ظرفیت برج کاهش خواهد یافت همچنین برج خنک کن نباید در نزدیکی دودکش نصب شود.

۶) لوله کشی برج خنک کن از نظر فنی باید جوابگوی تغییر پارامترهای موثر در دستگاه بوده و از نظر اقتصادی نیز مقرون به صرفه باشد. لذا در مواقعی که دو یا تعداد بیشتری کندانسور به یک یا چند برج خنک کن متصل باشند غالباً یک خط لوله برای آب رفت و یک خط لوله برای آب برگشت به برج در نظر گرفته می شود. در این شرایط باید سعی شود افت فشار در خط رفت و برگشت به برج تقریباً برابر باشد و در صورتیکه چند واحد برج بصورت موازی نصب شوند باید لوله های ارتباطی مناسب بین تشک های برج ها قرار داده شود که در بخش قبلی مورد بحث قرار گرفت.

ضوابط و مبنای برج ها:

(۷) در صورتیکه قطر لوله ی مدارهای رفت و برگشت برج از ۴ اینچ بزرگتر باشد باید از لوله های فولادی سیاه با وزن استاندارد استفاده شود. ضمناً مقدار آب مجاز در لوله کشی برج خنک کن را می توان از جدول زیر محاسبه نمود.

Allowable Flow Rates For Cooling Tower Piping Standard Weight Steel pipe			
GPM	Pump discharge Piping	Pump suction Piping	TONS
0 - 6	1"	1 $\frac{1}{4}$ "	0 - 2
7 - 15	1 $\frac{1}{4}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	2 - 5
16 - 4	1 $\frac{1}{2}$ "	2"	5 - 7
22 - 39	2"	2 $\frac{1}{2}$ "	7 - 13
40 - 66	2 $\frac{1}{2}$ "	3"	13 - 22
67 - 120	3"	3 $\frac{1}{2}$ "	22 - 40
121 - 165	3 $\frac{1}{2}$ "	4"	40 - 55
166 - 210	4"	5"	55 - 70
211 - 360	5"	6"	70 - 120
361 - 600	6"	8"	120 - 200
601 - 900	8"	10"	200 - 300
901 - 1500	10"	12"	300 - 500
1501 - 2100	12"	14"	500 - 700
2101 - 2700	14"	16"	700 - 900
2701 - 3300	16"	18"	900 - 1100
3301 - 4500	18"	20"	1100 - 1500
4501 - 5400	20"	24"	1500 - 1800
5401 - 7800	24"	30"	1800 - 2600

۸) اگر A تقرب برج ، R دامنه ، LWT دمای آب خروجی برج ، EWB دمای مرطوب هوای ورودی به برج ، EWT دمای آب ورودی به برج بر حسب فارنهایت ، GPM مقدار گذر آب از برج ، L بار برج بر حسب BTU/HR و TD اختلاف دمای آب ورودی و خروجی باشد روابط زیر برقرارند:

$$A=LWT-EWB$$

$$R=EWT-LWT$$

$$L=500 \text{ gpm} \times TD$$

۹) در حالت تئوری دبی آب در گردش در برج خنک کننده (gpm) سه برابر هر تن برودتی واقعی چیلر خواهد بود. ولی در عمل مقدار این دبی از رابطه زیر بدست می آید:

$$\text{Cooling Tower gpm} = \frac{3 \times RT}{K}$$

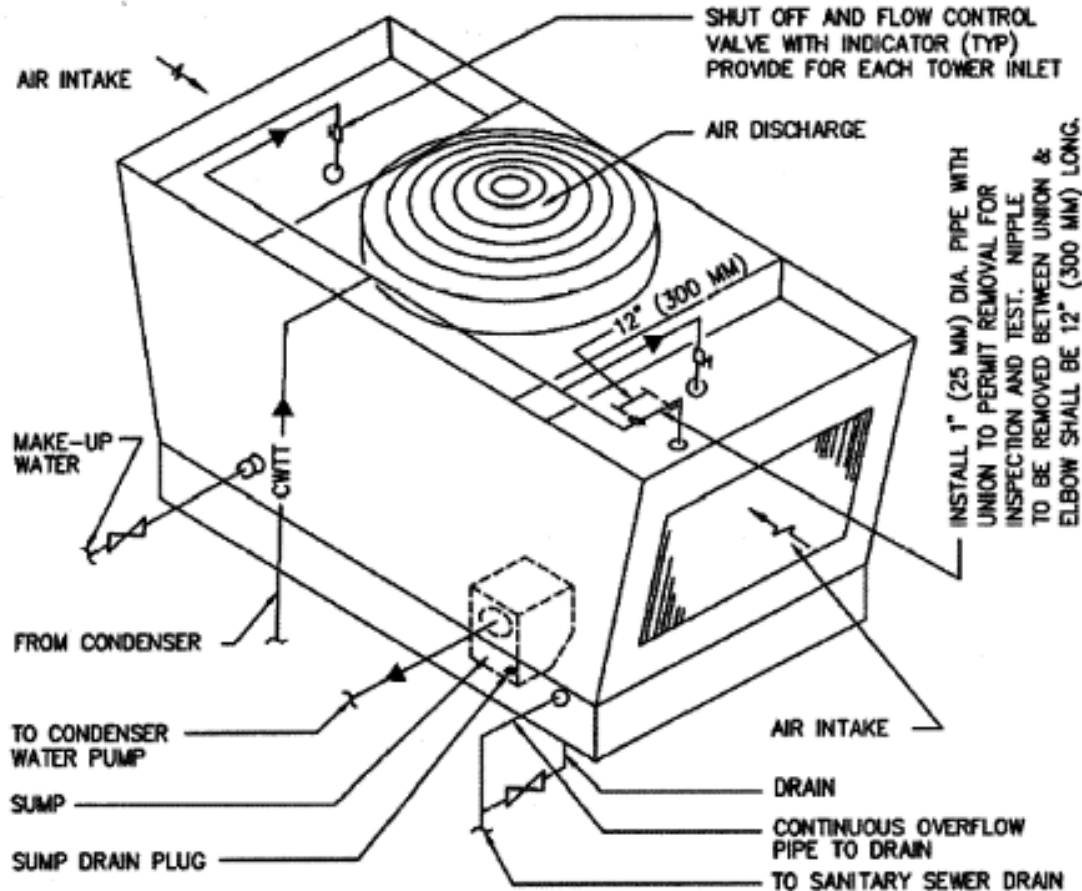
که در آن RT ظرفیت سرمایی واقعی چیلر آبی و K نیز ضریبی است که از جدول زیر بدست می آید. (دماها بر حسب F).

دمای آب ورودی به برج	دمای آب خروجی از برج	دمای مرطوب محیط خارج	K
۹۰	۸۰	۷۰	-/۸۵
۹۲	۸۲	۷۰	-/۹۵
۹۵	۸۵	۷۰	۱
۹۰	۸۰	۷۲	-/۷۴
۹۲	۸۲	۷۲	-/۸۸
۹۵	۸۵	۷۲	۱
۹۵	۸۵	۷۴	-/۹۵
۹۵	۸۵	۷۶	-/۸۸
۹۵	۸۵	۷۸	-/۷۵
۹۵	۸۵	۸۰	-/۶۲

محاسبه آب مورد نیاز برج خنک کن:

در شکل زیر یک برج خنک کننده در حال کار نشان داده شده است. مقداری از آب در حال جریان از کندانسور به برج خنک کن قبل از ورود به برج تخلیه می شود. (Bleed off)

همانطور که بیان شد این عمل بخاطر جلوگیری از ورود رسوبات کندانسور به برج صورت می گیرد. همچنین تبخیر آب عبوری از برج موجب افزایش غلظت ذرات جامد در آن می شود و باید با تخلیه مقداری آب این غلظت کاهش پیدا کند. از طرف دیگر، مقداری از آب برج نیز به داخل هوا تبخیر می شود. و مقداری نیز به علت سرعت زیاد هوا به خارج برج رانده می شود. بنابراین کاهش آب برج خنک کننده از چندین طریق صورت می گیرد و توسط یک لوله پرکن (Make up) جبران می شود.



اگر W_b آب تخلیه شده؛ W_c آب جریانی برج؛ W_e آب تبخیر شده؛ W_m آبی که توسط هوا بیرون رانده شده و W_m آب پرکننده سیستم بر حسب gpm باشند؛ آنگاه روابط زیر را خواهیم داشت:

الف) محاسبه مقدار تبخیر آب در برج خنک کننده:

مقدار آبی که در برج تبخیر می شود از رابطه زیر بدست می آید:

$$m_e = \frac{\text{Ton} \times 12000}{h_{fg}} \left(\frac{\text{lbm}}{\text{hr}} \right)$$

در رابطه فوق Ton ظرفیت سرمایش برج خنک کننده و h_{fg} گرمای تبخیر (تقریباً معادل 1050 Btu/lb در نظر گرفته می شود) می باشد. از طرف دیگر از آنجا که هر گالن آب جرمی معادل 8.33 lbm دارد؛ می وان بجای عبارت Ton مقدار $\frac{\text{gpm}_e}{\tau}$ را گذاشته و جرم آب تبخیر شونده را بر حسب گالن در ساعت محاسبه کرد.

$$W_e = \text{gpm}_e = 0.01 \times \text{gpm}_e$$

روش دیگر محاسبه آب تبخیر شده در برج خنک کننده، استفاده از رابطه زیر است:

$$\text{gpm}_e = \frac{Q_e \cdot h_{ff} \times \tau}{h_{fg}}$$

Q_e ظرفیت سرمایش سیستم و h_{ff} ضریب دهش حرارت ماشین تبرید بوده و عبارتست از نسبت گرمایی که در کندانسورها می شود به گرمایی که در اواپراتور جذب می گردد.

ب) محاسبه اقلاف آب برج خنک کننده در اثر جریان هوا:

مقدار آبی که توسط هوای خروجی از برج به خارج از برج منتقل می شود حدود ۱٪ تا ۳٪ آب جاری در برج است و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$W_w = gpm_w = 0.002 \times gpm_c = 0.002 \times W_c$$

ج) محاسبه اقلاف آب برج خنک کننده بخاطر کاهش غلظت:

طبق هندبوک کریر میزان غلظت از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$C = \frac{w_c + w_b + w_w}{w_b + w_w}$$

در اینصورت میزان آب تخلیه شده (Bleed off) از رابطه زیر بدست می آید:

$$w_b = \frac{w_c + (1 - C)w_w}{C - 1}$$

همچنین مقدار W_b را می توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$w_b = N \times w_c$$

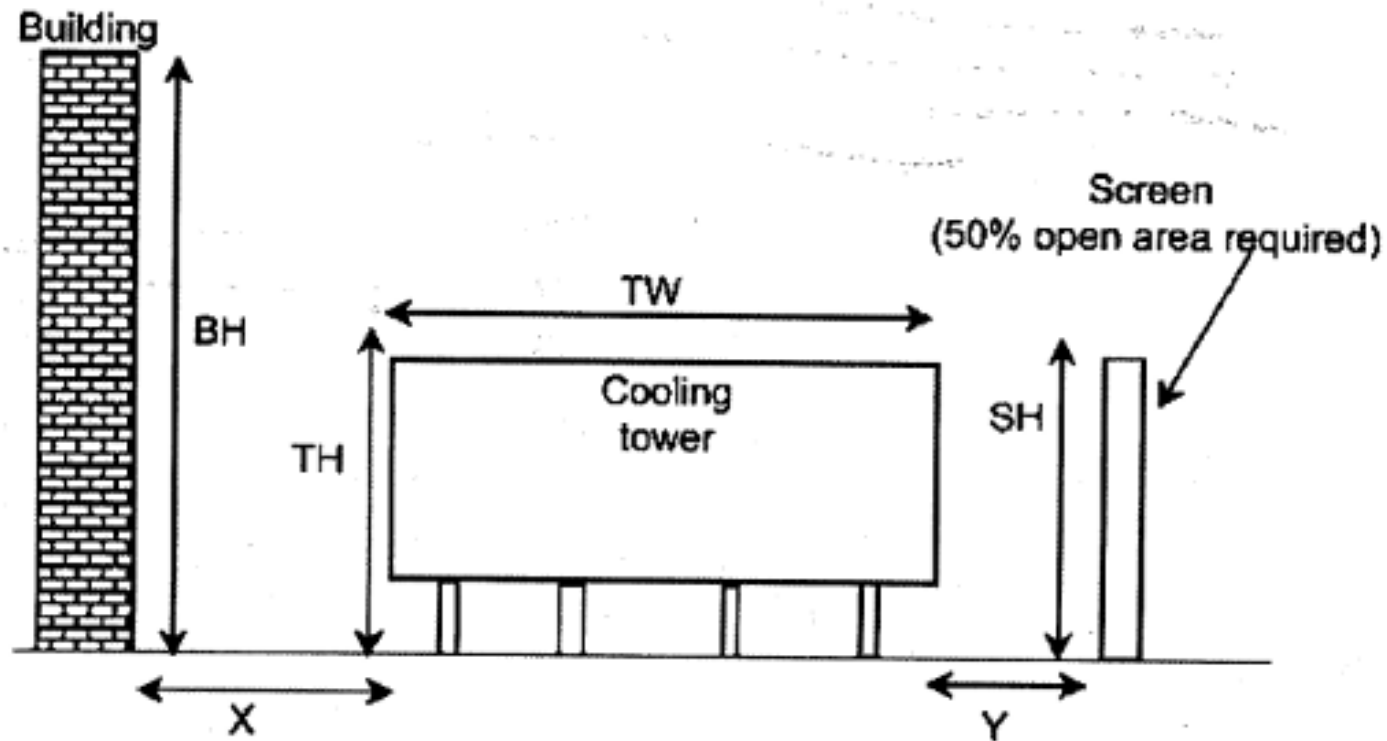
که در آن ضریب N به افت درجه حرارت در برج خنک کننده بستگی داشته و برای افت های ۷.۵ و ۱۰ و ۱۵ درجه فارنهایت به ترتیب ۲۲٪ و ۳۳٪ و ۵۴٪ می باشد.

به عنوان یک قاعده سرانگشتی مقدار اقلاف آب برج خنک کننده بخاطر کاهش غلظت را می توان ۰.۲ تا ۰.۴ درصد gpm آب کندانسور در نظر گرفت.

د) مقدار آبی که از طریق تخلیه ، تبخیر و اتلاف در اثر جریان هوا از آب برج کم می شود باید توسط سیستم پرکن برج (Make up) جبران شود که مقدار آن حدود $0.03 - 0.04 \text{ gpm/Ton}$ بوده و معمولا یک تا 1.4 درصد مقدار gpm کندانسور در نظر گرفته می شود. بعبارت دیگر در هر 1000 تن تبرید ، 40 gpm آب جبرانی برای برج در نظر گرفته می شود.

طبق قانون پساب حاصل از زیر آب برج نباید به آب های سطحی هدایت گردد. بلکه باید به سبب دارا بودن مواد شیمیایی به شبکه فاضلاب هدایت گردد.

شکل زیر فواصل صحیح نصب استاندارد یک برج خنک کننده را نشان می دهد:



$X = \text{Greater of } 30' \text{ or } 1/2 \text{ of } BH$
 $Y = \text{Greater of } 10' \text{ or } TW$
 $SH = TH$

کیفیت آب برج خنک کن

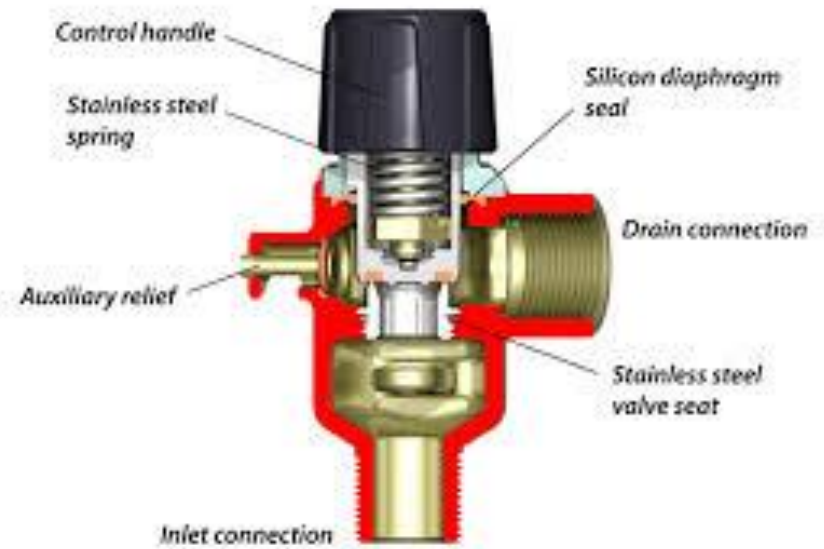


کیفیت آب برج باید بر اساس جداول استاندارد همیشه کنترل و تنظیم گردد.

به طور معمول در ایران برای تغذیه آب برج از سختی گیرهای شیمیایی استفاده می گردد.

به تازگی سختی گیرهای الکتریکی نیز وارد بازار ایران شده اند که عملکرد خوبی نیز به همراه داشته اند.

شیرهای انبساط



شیرهای انبساط یا کنترل کننده جریان مایع مبرد که با توجه به ظرفیت برودتی اوپراتورها انتخاب می شوند دو وظیفه اصلی دارند:

- 1) کنترل مقدار مایع مبرد به اوپراتور با توجه به شدت تبخیر بطوریکه شدت تبخیر با دبی جریان ورودی به اوپراتور متناسب باشد.
- 2) ایجاد اختلاف فشار مناسب بین قسمت فشار بالا و فشار پایین.

شیر انبساط انواع مختلفی دارد:

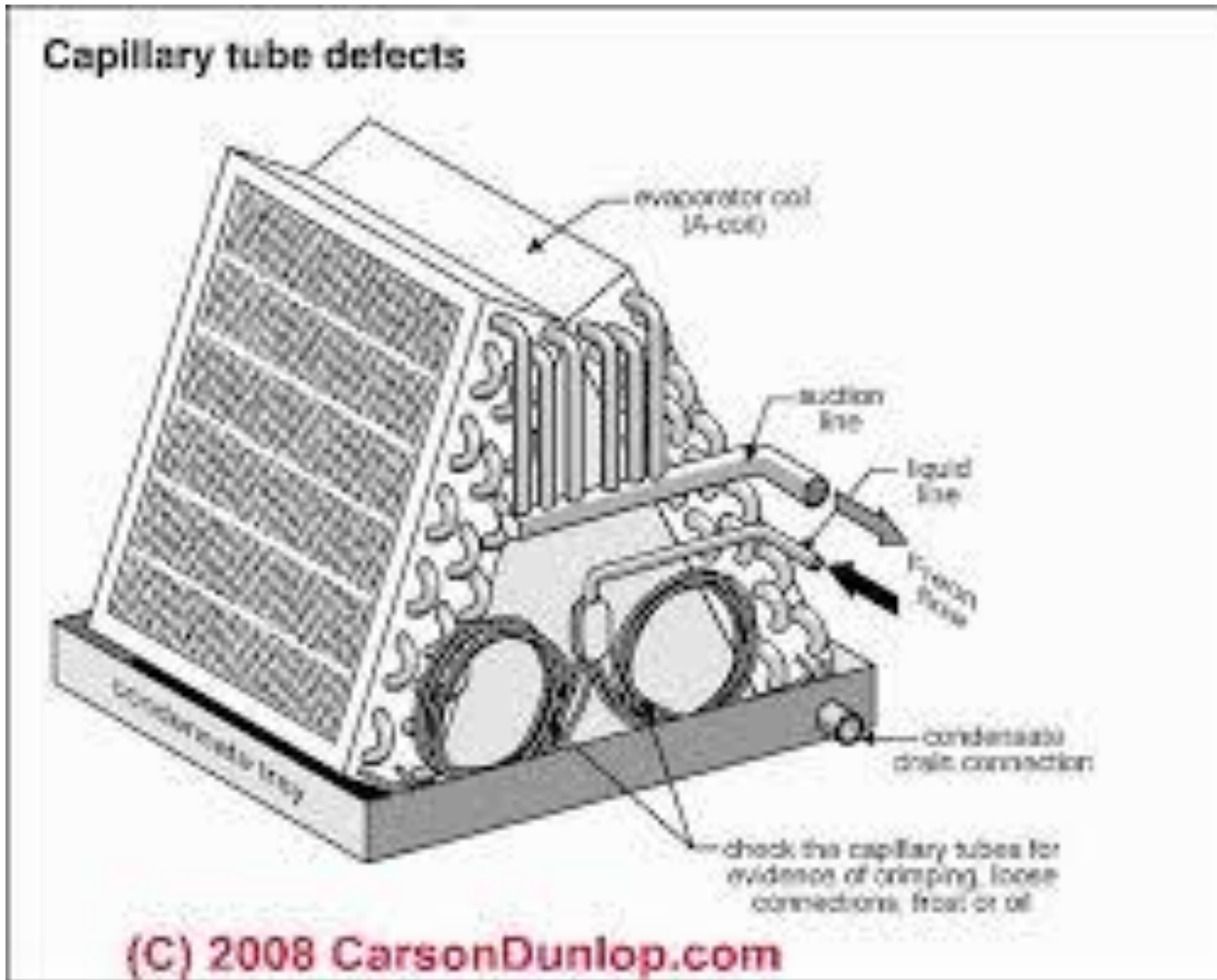
- 1) لوله موئین (CAPILARY TUBE) که معمولاً در تناژهای پایین مورد استفاده قرار می گیرد و کمتر کاربرد صنعتی دارد
- 2) شیر انبساط دستی (HAND EXPANSION VALVE)
- 3) شیر انبساط اتوماتیک (AUTOMATIC EXPANSION VALVE)
- 4) شیر انبساط ترموستاتیکی (THERMOSTATIC EXPANSION VALVE)
- 5) شیر انبساط الکترونیکی (ELECTRONIC EXPANSION VALVE)



**copyright © Mandy Concepcion,
Automotive Diagnostics & Publishing**

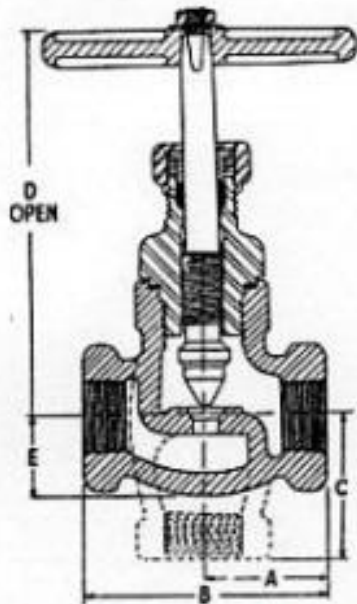
لوله موین (لوله کاپیلاری)

لوله موین ، لوله‌ای با قطر بسیار کم است که به علت باریک بودن به این نام خوانده می‌شود و نقش مهمی در تولید سرما دارد. محل نصب لوله موین بین خروجی فیلتر و ورودی با اواپراتور است.



شیر انبساط دستی (HAND EXPANSION VALVE)

شیر انبساط دستی از ساده ترین وسایل انبساط مایع مبرد می باشد. این شیر از نوع سوزنی (nidle valve) بوده که دبی عبوری از آن به اختلاف فشار در روزنه شیر و اندازه روزنه بستگی دارد.



www.ptf-co.com

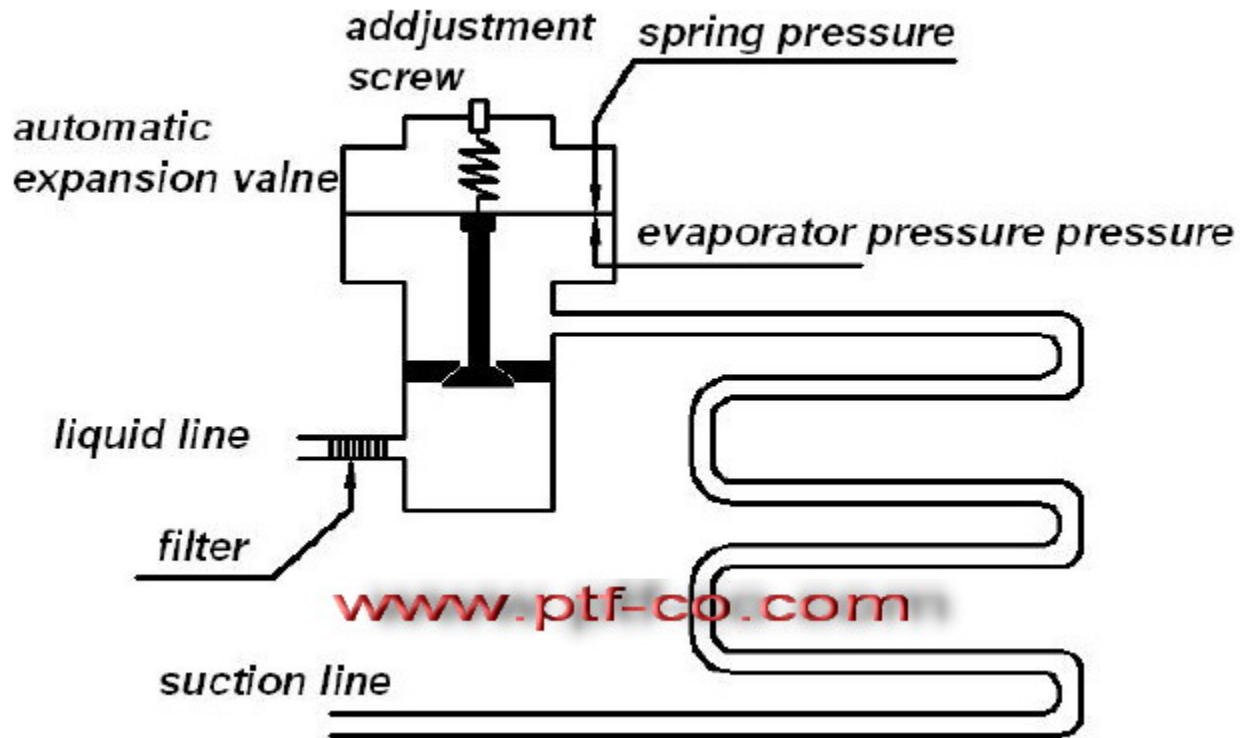


مشکل اساسی این شیرها این است که نسبت به تغییرات بار برودتی حساس نبوده و در صورت تغییر بار برودتی باید به صورت دستی تنظیم شوند. همچنین وقتی کمپرسور خاموش و روشن می گردد نیز باید شیر را به صورت دستی باز و بسته نمود.

شیرهای انبساط دستی بیشتر در سیستم های بزرگ که یک اوپراتور با بار برودتی تقریباً ثابت دارند به کار می رود.

شیر انبساط اتوماتیک (AUTOMATIC EXPANSION VALVE)

این شیر با کم و زیاد نمودن مقدار مایع مبرد ورودی به اواپراتور در پاسخ به تغییرات بار ورودی فشار اواپراتور را در حد ثابتی نگه می دارد.



این شیر برای ثابت نگهداشتن فشار اوپراتور از مقابله دو نیرو استفاده می کند :

۱- فشار اوپراتور که بر روی دیافراگم وارد می شود

۲- فشاری که فنر بر روی دیافراگم وارد می کند .

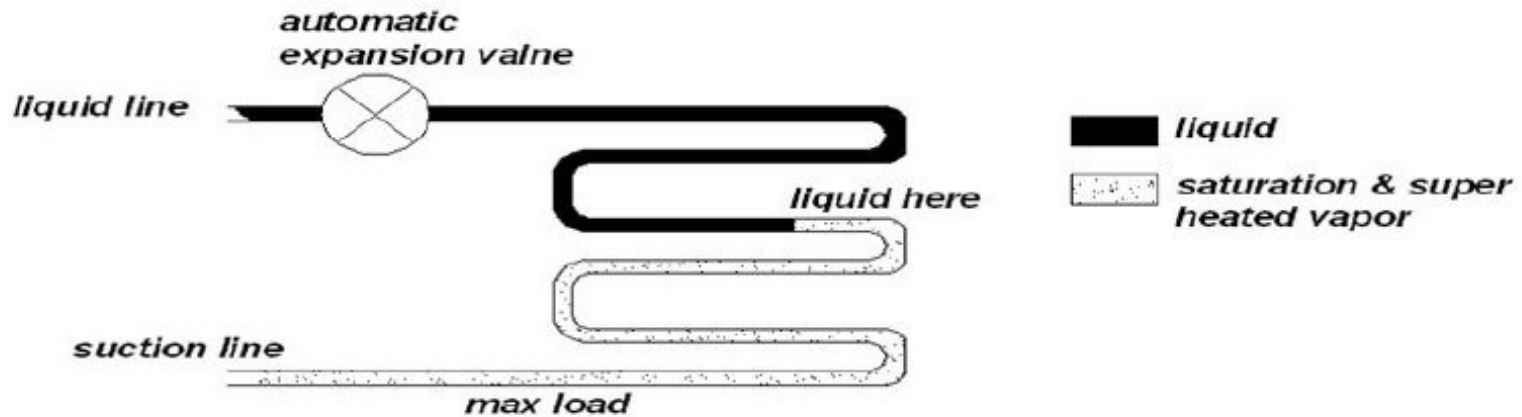
فرض کنید فنر برای فشار 350 KPa تنظیم شده است و قرار است فشار اوپراتور در این مقدار ثابت باقی بماند. در زمان خاموش بودن چیلر، فشار اوپراتور بالاتر از فشار فنر می باشد لذا مبردی از شیر انبساط اتوماتیک عبور نمی کند. با شروع به کار کمپرسور و مکش از اوپراتور، فشار اوپراتور کاهش یافته و به زیر 350 KPa می رسد و مسیر ورود مبرد مایع به داخل اوپراتور باز می شود در صورت وجود بار در اوپراتور و تبخیر شدن مایع تزریق شده به داخل اوپراتور، فشار افزایش یافته و اورفیس جابه جا شده تا فشار داخل اوپراتور تنظیم گردد .

وقتی کمپرسور خاموش گردد، به دلیل تبخیر در اوپراتور فشار بالا رفته و مسیر عبور مبرد از داخل شیر اتوماتیک انبساط بسته می شود .

شیر انبساط اتوماتیک بر اساس ثابت نگهداشتن فشار داخل اوپراتور عمل می کند. در صورتیکه بار برودتی روی اوپراتور زیاد باشد، میزان تبخیر شدن و سرعت تبخیر شدن مبرد در اوپراتور بیشتر می شود لذا فشار داخل اوپراتور افزایش یافته و نیروی وارده به دیافراگم باعث بسته شدن و کم شدن مجرای عبور مبرد می گردد تا با مکش کمپرسور مجدداً فشار داخل اوپراتور کاهش یابد. این عمر باعث می گردد تا در زمانی که بار برودتی زیاد می باشد از تمام سطح اوپراتور برای تبخیر شدن و گرماگرفتن نتوان استفاده نمود و لذا توان برودتی دستگاه محدود می گردد .

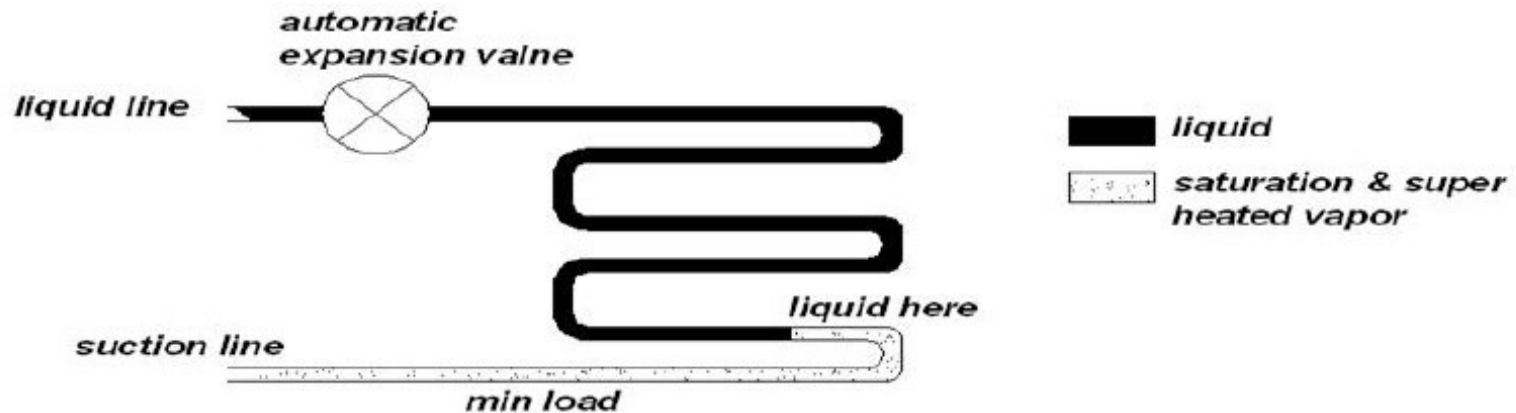
اما در صورتیکه بار برودتی اوپراتور کم باشد فشار داخل اوپراتور به دلیل تبخیر کمتر، دیرتر افزایش یافته و بسته شدن مسیر مبرد توسط شیر انبساط اتوماتیک دیرتر اتفاق می افتد که این امر ممکن است باعث رسیدن مایع به کمپرسور و صدمه دیدن آن شود .

با توجه به اینکه فشار تنظیمی شیر انبساط اتوماتیک ثابت می باشد لذا فشار باید برای پایین ترین دما تنظیم گردد و همچنین باید یک شیر برقی قبل از شیر انبساط اتوماتیک نصب کرد تا با عمل کردن ترموستات مسیر حرکت مبرد را مسدود نماید .



شیر انبساط اتوماتیک در شرایط بار ماکزیمم

www.ptf-co.com



شیر انبساط اتوماتیک در شرایط بار مینیمم

شیر انبساط ترموستاتیکی (THERMOSTATIC EXPANSION VALVE)

شیرهای انبساط ترموستاتیک به دلیل بازده خوب و تناسب با کاربردهای مختلف سیستم های تبرید از پر کاربردترین انواع شیرهای انبساط می باشند. این شیر بر اساس سوپرهیت شدن بخار خط مکش کمپرسور عمل می نماید که میزان

سوپرهیت توسط پیچ تنظیم، قابل تغییر می باشد. بر روی دیافراگم این شیر سه نیرو وارد می شود:

۱- فشار اوپراتور

۲- فشار فنر

۳- فشار مخلوط مایع و بخار اشباع

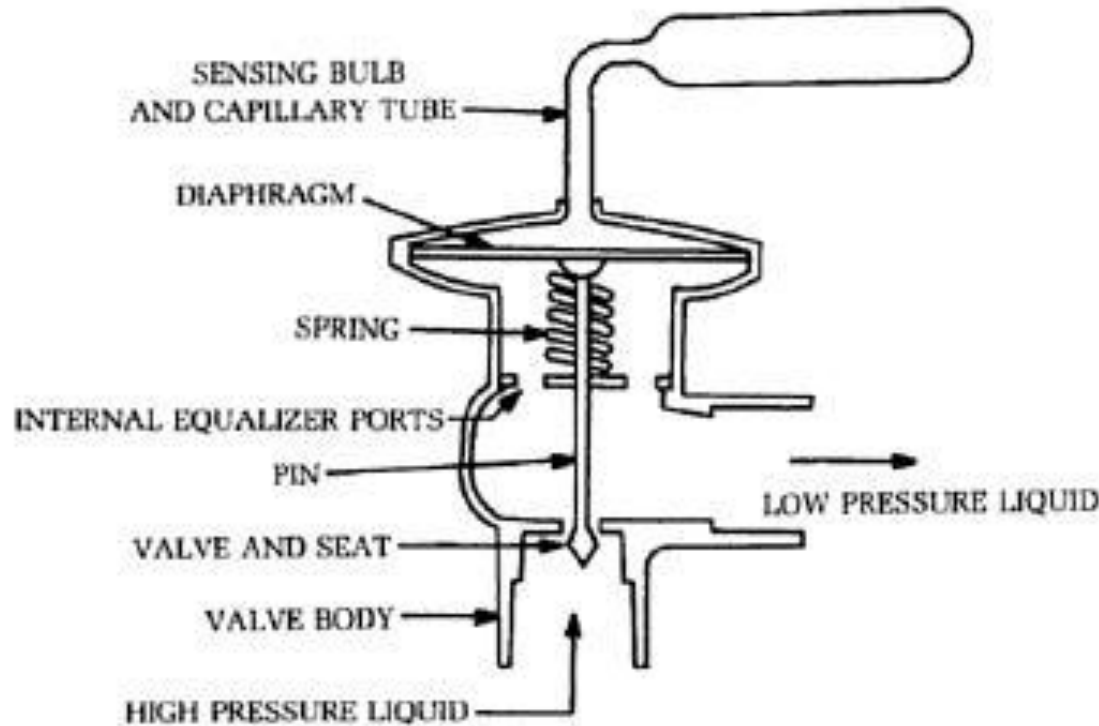
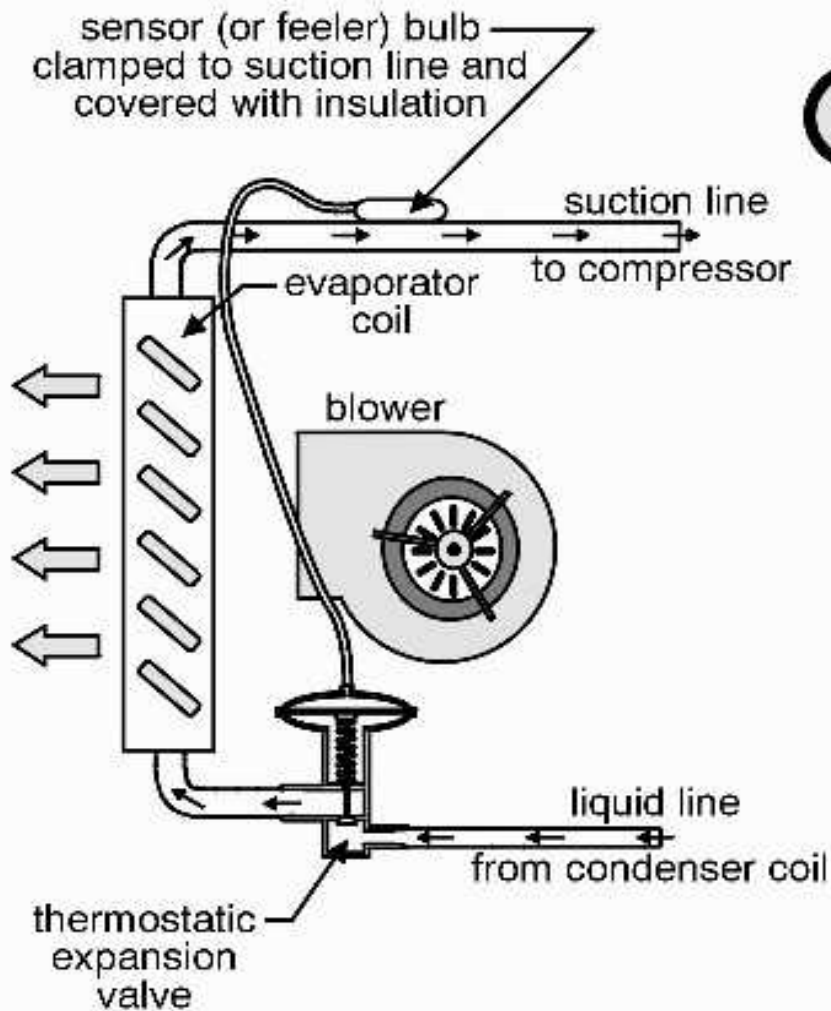


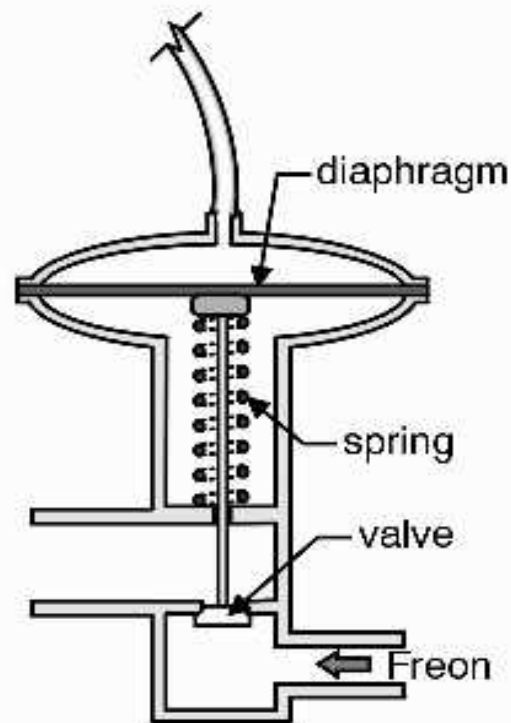
Fig. 15-13. Thermostatic expansion valve.

Thermostatic expansion valve



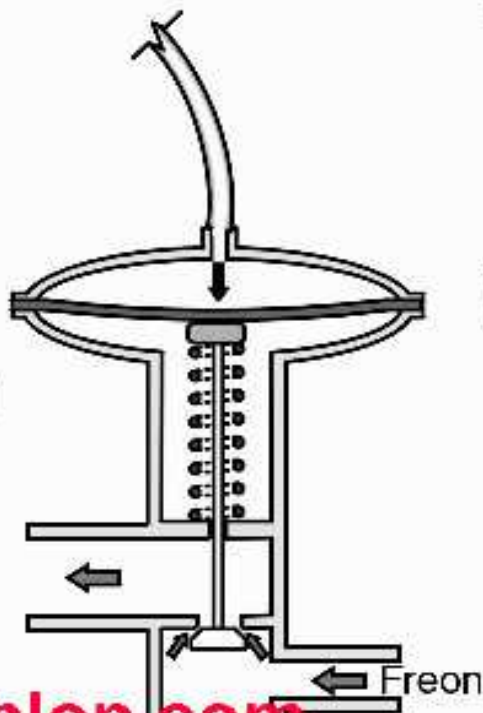
A

suction line too cold (too much liquid in evaporator to boil off properly) - decreased pressure above diaphragm causes valve to close



B

feeler bulb senses enough heat in suction line - diaphragm pushes valve open (allowing more Freon into evaporator coil)



note:

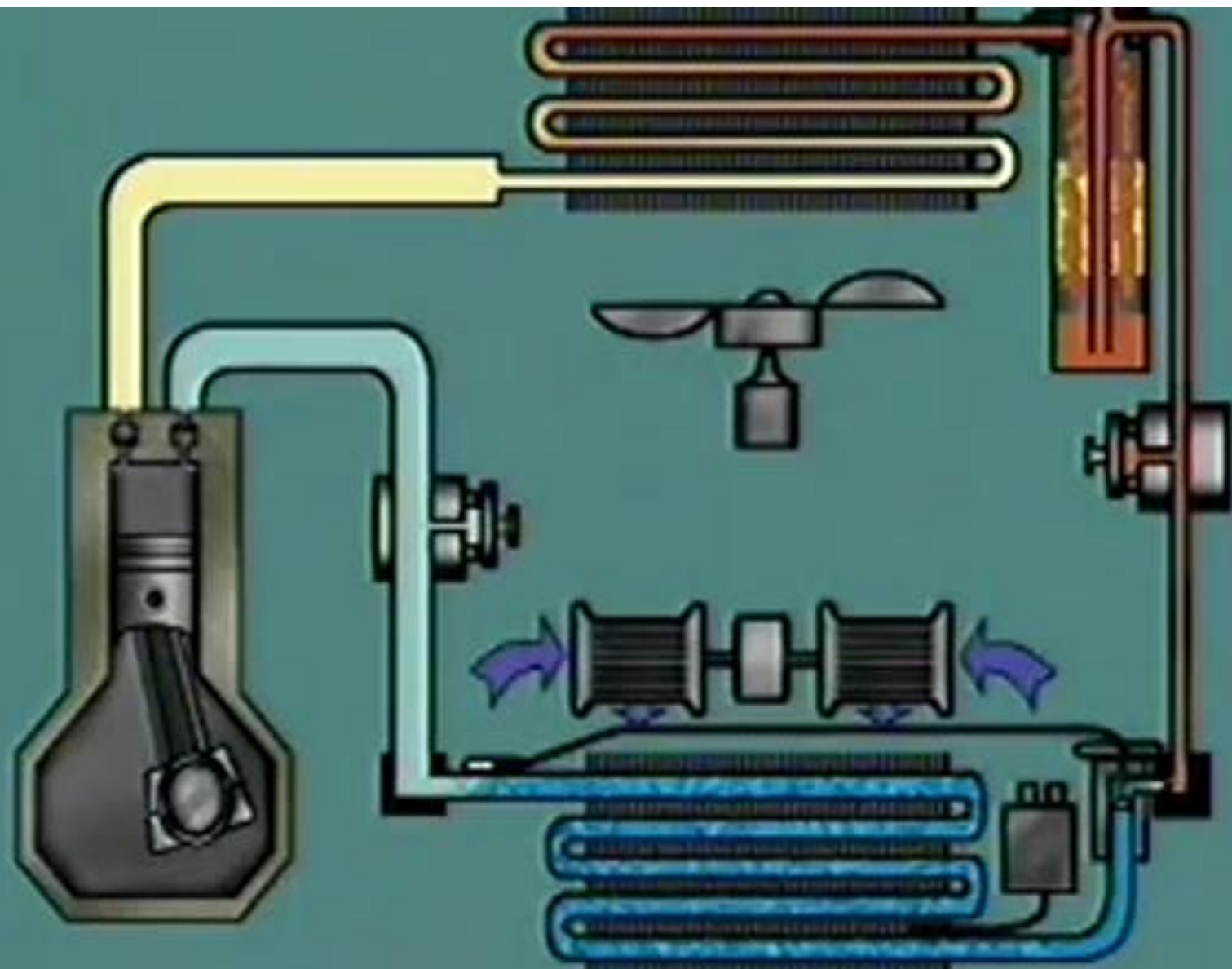
mechanism simplified for clarity

(c) 2008 CarsonDunlop.com

دو نیروی فشار فنر و فشار اوپراتور در یک جهت عمل کرده و موجب بسته شدن مجرای عبور مبرد از شیر انبساط می گردند و نیروی فشار ناشی از فشار مخلوط مایع و بخار اشباع موجود در بالب شیر انبساط باعث باز شدن مجرای اوریفیس شیر انبساط می گردد. میزان سوپر هیت در خروجی اوپراتور با تنظیم فشار فنر قابل تغییر و تنظیم می باشد. در واقع بالب شیر انبساط به خروجی اوپراتور که همان خط مکش می باشد متصل می گردد و دمای مایع و بخار اشباع داخل بالب با دمای خط مکش یکسان می گردد و از این طریق عملکرد اوپراتور و میزان بار برودتی روی اوپراتور تشخیص داده می شود.

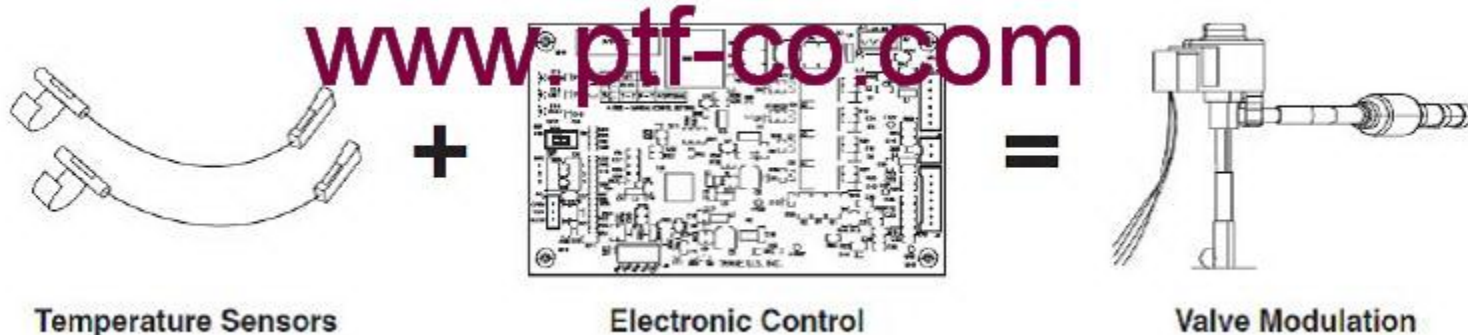
بهترین روش برای تنظیم شیر انبساط ترموستاتیک این است که در وهله اول یک مقدار بیش از حد شیر را باز نماییم (سوپر هیت کمتر از حد لزوم)، که نتیجه آن آشکار شدن برفک در آن طرف بالب (دورتر از بالب) می شود. سپس به تدریج شیر انبساط ترموستاتیک را بسته (افزایش سوپر هیت) تا زمانی که آب شدن برفک تا محل بالب برگشت نماید. تغییر در تنظیمات شیر بایستی در مقادیر کم صورت گرفته و سپس اجازه کار کرد به سیستم به مدت ۱۵ دقیقه داده شود. پس از طی زمان فوق است که می توان اقدام به تنظیم مجدد کرد. هدف اصلی از کاربرد یک شیر انبساط ترموستاتیک در این است که از تمام کویل یک اوپراتور که امکان استفاده موثر از آن وجود دارد مهیا گردد. اگر کویل اوپراتور به طور کامل پر نگردد نمی توان شیر انبساط را برای کمترین سوپر هیت (باز بودن شیر) تنظیم کرد و الزاماً تنها قسمتی از کویل فعال عمل می کند. هدف اصلی از وجود پیچ تنظیم روی شیر انبساط این است که شیر برای یک سوپر هیت دیگر تنظیم گردد برای یک سوپر هیت بیشتر (بسته شدن جزئی). اگر اوپراتور خیلی پر گردد خط مکش برفک زده ، سوپر هیت پایین را موجب گردیده یا اینکه ضربات ناشی از ورود مایع مبرد به کمپرسور ظاهر می شود. به عنوان یک قاعده کلی ، خیلی کم اتفاق می افتد که شیر بعد از یک نصب صحیح نیازمند تنظیم باشد. در این چنین زمانی مقدار صحیح سوپر هیت را در زمانی که تمام کویل اوپراتور به طور موثر پر باشد انجام دهید و بعداً زمانی که تنها قسمتی از کویل فعال باشد خیلی بعید به نظر می رسد که برای کار کرد صحیح نیاز به تنظیم یا تعدیل مجدد در شیر باشد چونکه احتمالاً سوپر هیت موجود ، تا اندازه ای متفاوت از سوپر هیت شیر انبساط باشد.

کارکرد TXV



شیر انبساط الکترونیکی (ELECTRONIC EXPANSION VALVE)

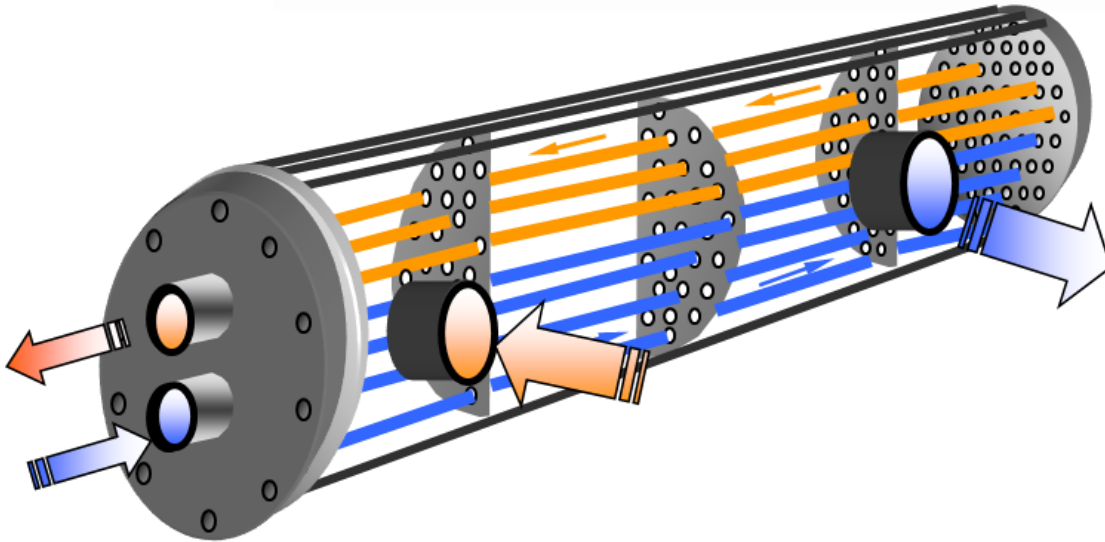
این شیر برقی که یک نوع استپ موتور می باشد با اندازه گیری دو دما با توسط دو سنسور و فرمان گرفتن از یک برد الکترونیکی میزان پاشش گاز مبرد را تنظیم می نماید. سنسور اول که سنسور گاز GT می باشد در ط مکش و در خروجی اوپراتور نصب شده است که در اصل میزان سوپر هیت را مشخص می کند و سنسور دوم سنسور اوپراتور ET می باشد که در ورودی اوپراتور نصب می گردد و دمای ورودی اوپراتور را تعیین می کند.





copyright © Mandy Concepcion,
Automotive Diagnostics & Publishing

اوپر اتور ها (EVAPRATOR)



□ اوپراتور کویلی ساده و صفحه ای به خاطر اینکه مبرد در داخل کویل ساده تبخیر می شود در یک دسته قرار می گیرند. ولی اوپراتور پره دار در حقیقت دارای دو سطح تبادل حرارت هستند به این معنی که حرارت از هوا به سیال به پره ها منتقل و پره ها حرارت را از طریق سطح لوله به ماده مبرد انتقال می دهند.

□ اوپراتورهای کویلی و صفحه ای از لوله های فولادی و یا مسی ساخته می شوند. لوله های فولادی معمولاً در ساختن اوپراتورهای بزرگ و سیستمهای آمونیاکی کاربرد داشته اند و از لوله های مسی برای سیستمهای تبرید کم ظرفیت و آنهایی که مبردشان غیر از آمونیاک است استفاده می شود .



اوپراتورها ی صفحه ای:

در انواع مختلف ساخته می شوند یک نوع آن از دو صفحه فلزی ساده یا فرمدار تشکیل شده که به هم متصل هستند و ماده مبرد بین دو صفحه و از داخل شیارها عبور می کند.

این نوع اوپراتورها بیشتر در دستگاه های سرد کننده خانگی استفاده می شوند و از محاسن آن راحتی تمیز کردن اقتصادی بودن تولید و آسان بودن فرم گیری آنها می باشد. همچنین این نوع اوپراتور را می توان به عنوان دیوارهای داخلی فریزرها - در سردخانه ها کابینت بستنی و دستگاه های نوشابه سرد کن مشابه به کار می رود.

❖ اوپراتور نوع خشک و مرطوب:

اوپراتورها بر حسب نوع ماده مبرد جریانی در داخل آنها نیز می توان تقسیم بندی کرد که اوپراتور خشک و اوپراتور مرطوب نامیده می شوند.

در اوپراتور خشک مایع مبرد ورودی به داخل لوله ها شروع به تبخیر می شود و تا آخر لوله ها مایع تبخیر شده و جذب حرارت می کند. در اوپراتور مرطوب همیشه مایع سرد مبرد در داخل لوله ها وجود داشته و لذا سطوح انتقال حرارت خیلی خوبی موجود خواهد بود. این اوپراتور دارای یک مخزن مایع مثل مخزن ذخیره مایع می باشد که مایع مورد نیاز اوپراتور در آن موجود است و همیشه لوله اوپراتور را پر نگه می دارد.

اوپراتور نیز به دو شکل هوایی و آبی ساخته می‌شوند. نوع آبی بصورت پوسته و لوله بوده و مایع کم فشار فریون داخل لوله‌های مسی و آب سرد در فضای داخلی پوسته جریان دارند.

نوع هوایی آن بنام کویل انبساط مستقیم یا DX (Direct Expansion) نامیده می‌شود. در این نوع اوپراتور، گاز کم فشار از داخل لوله‌های مسی و هوای خنک شونده از روی سطح خارجی و فین‌دار لوله‌ها عبور کرده و خنک می‌شود.

اوپراتور (Evaporator)

اوپراتور به معنی تبخیر کننده می‌باشد در این قسمت از سیستم ماده مبرد تبخیر می‌شود و با تبخیر شدن گرمای فضای اطراف خود را جذب می‌نماید. در دستگاه‌های با دمای کارکرد بالا صفر معمولاً تعداد فین بر اینچ بالاتر از ۱۴ در نظر گرفته می‌شود ولی در دستگاه‌های تبرید زیر صفر (مانند سردخانه‌ها) بدلیل تشکیل سریع برفک معمولاً فاصله فینها بیشتر در نظر گرفته می‌شود. کویل‌های اوپراتور به نام کویل انبساط مستقیم DX شناخته می‌شود زیرا جوشش مایع مبرد مستقیماً در داخل آن اتفاق می‌افتد.



انواع اواپراتور و کاربرد آنها:

۱- اواپراتور هوایی (air cooler):

کاربرد سردخانه ، پکیج هواساز

۲- اواپراتور پوسته لوله ای (shell&tube):

کاربرد خنک کاری مایعات یا گازها مانند چیلر

۳- اواپراتور صفحه ای (plate heat exchanger):

کاربرد خنک کاری مایعات و گازها

۴- اواپراتور صفحه ای تخت (stamped or plate surface):

کاربرد یخچالهای خانگی ، قفسه های سرد.

۵- اواپراتور baretube:

کاربرد یخسازهای صنعتی ، خنک کاری مایعات جهت ذخیره انرژی، سردخانه بدون جریان اجباری هوا(بدون فین)

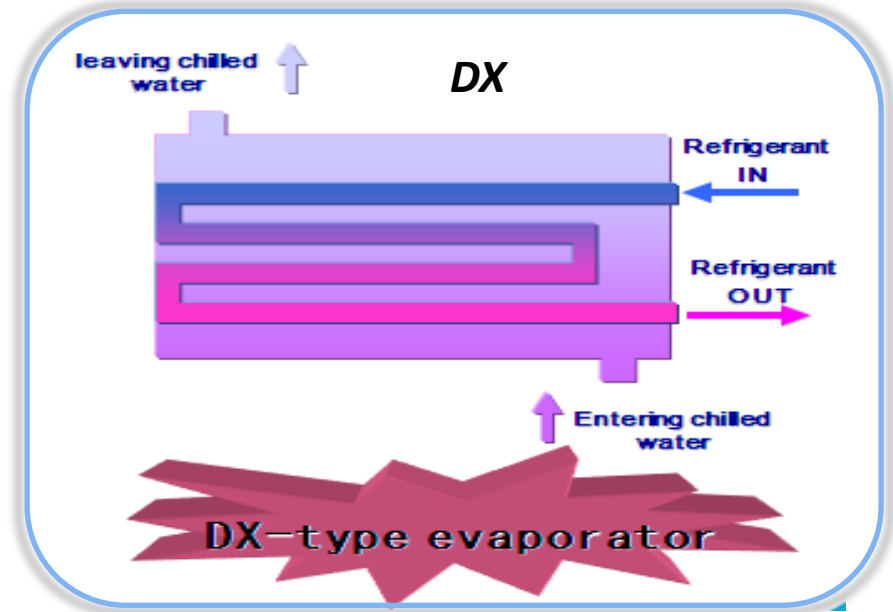
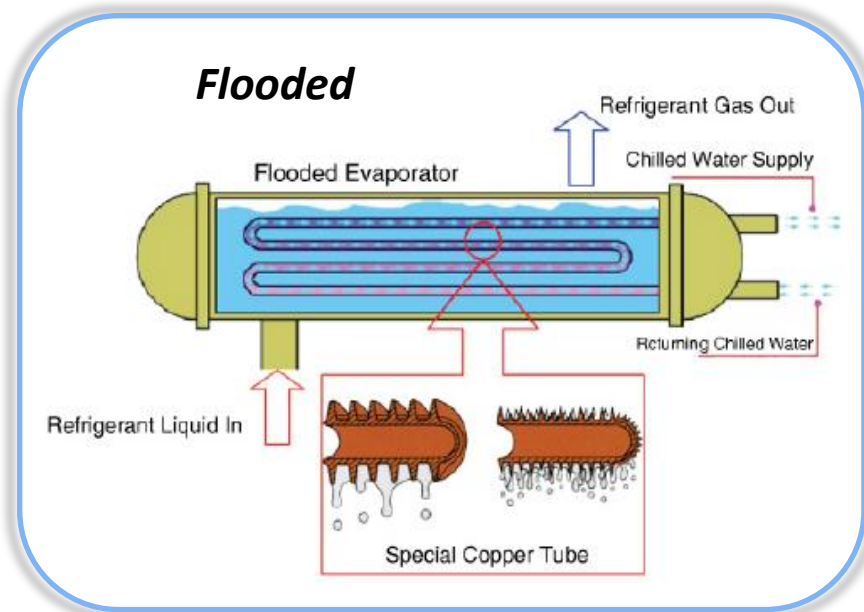
۶- اواپراتور wireon tube:

کاربرد قفسه های سرد

۷- اواپراتور plate_type:

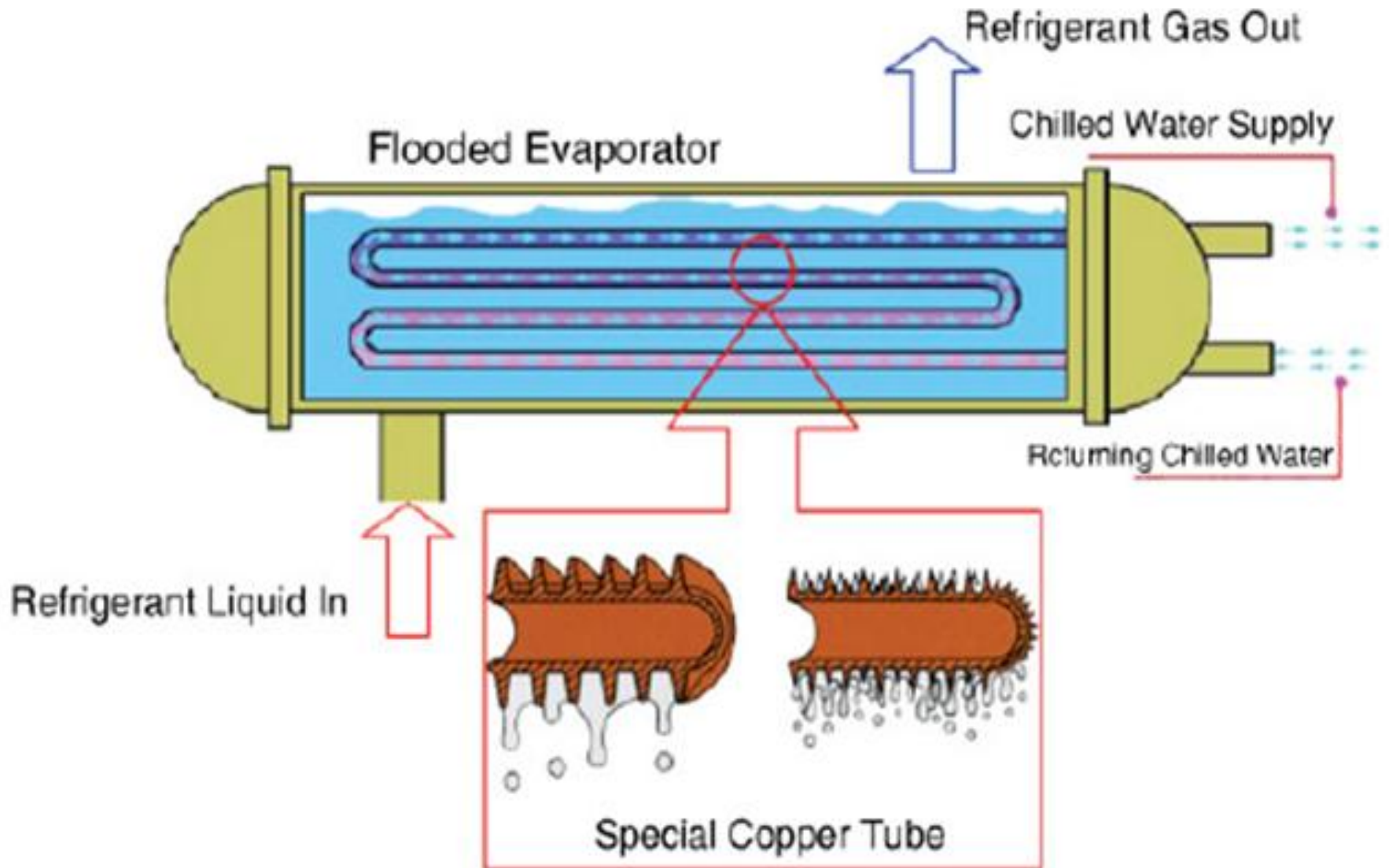
کاربرد ذخیره سازی سرما ، خودروهای حمل مواد منجمد

Evaporator

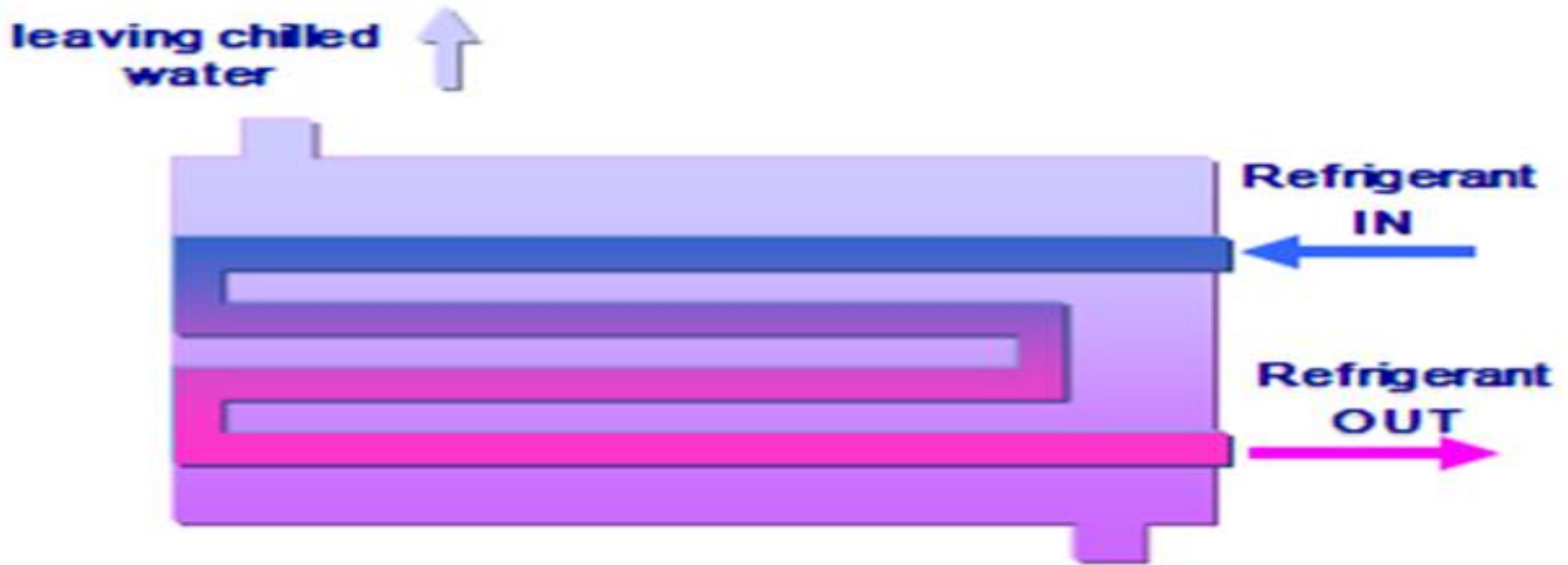


- *Flooded type efficiency is 15% higher than DX type*
- *DX type has less refrigerant charge than Flooded type*
- *DX type adopts a more simple and stable structure , also is easier to maintain*

Flooded Type



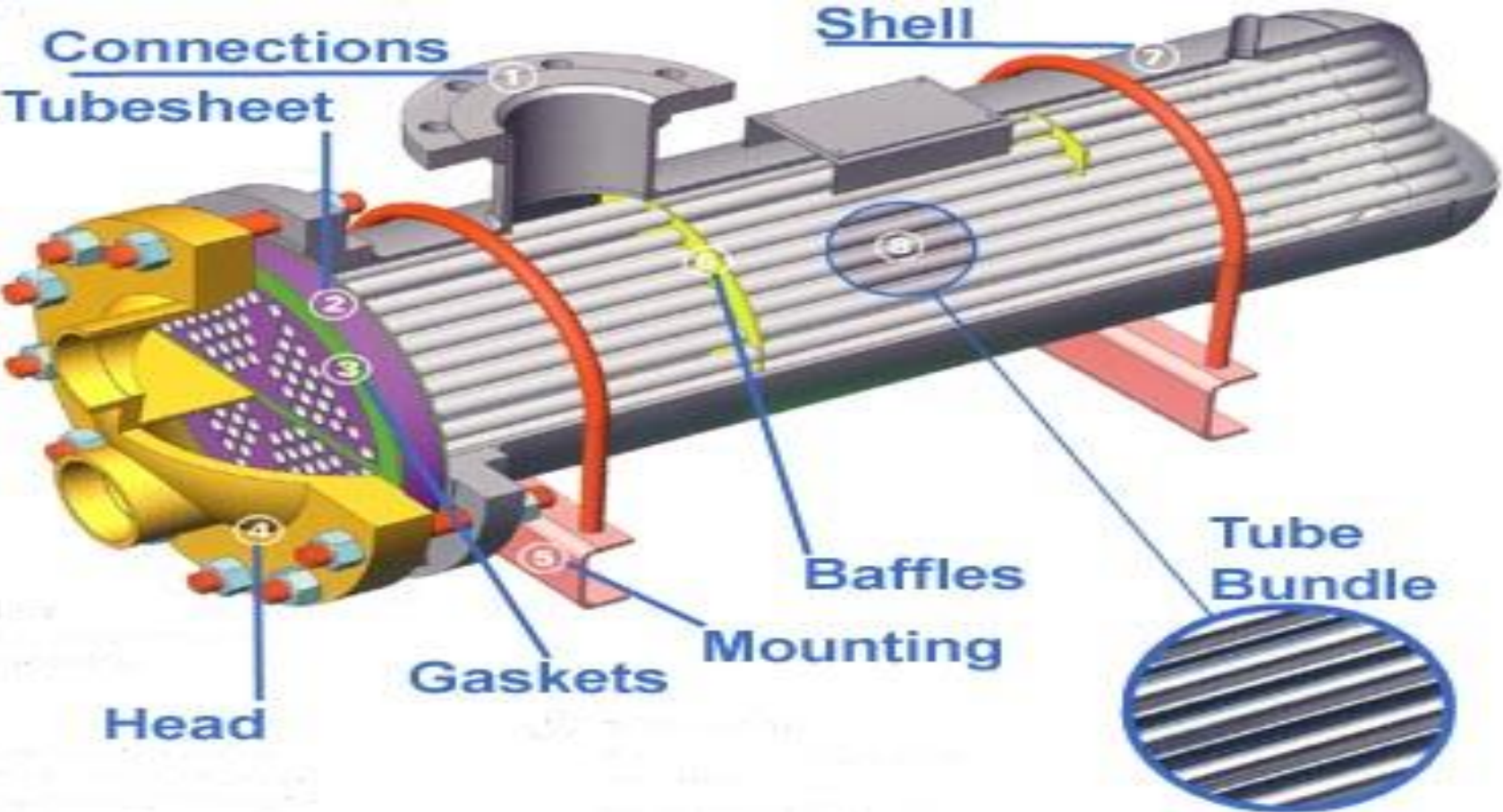
DX Type



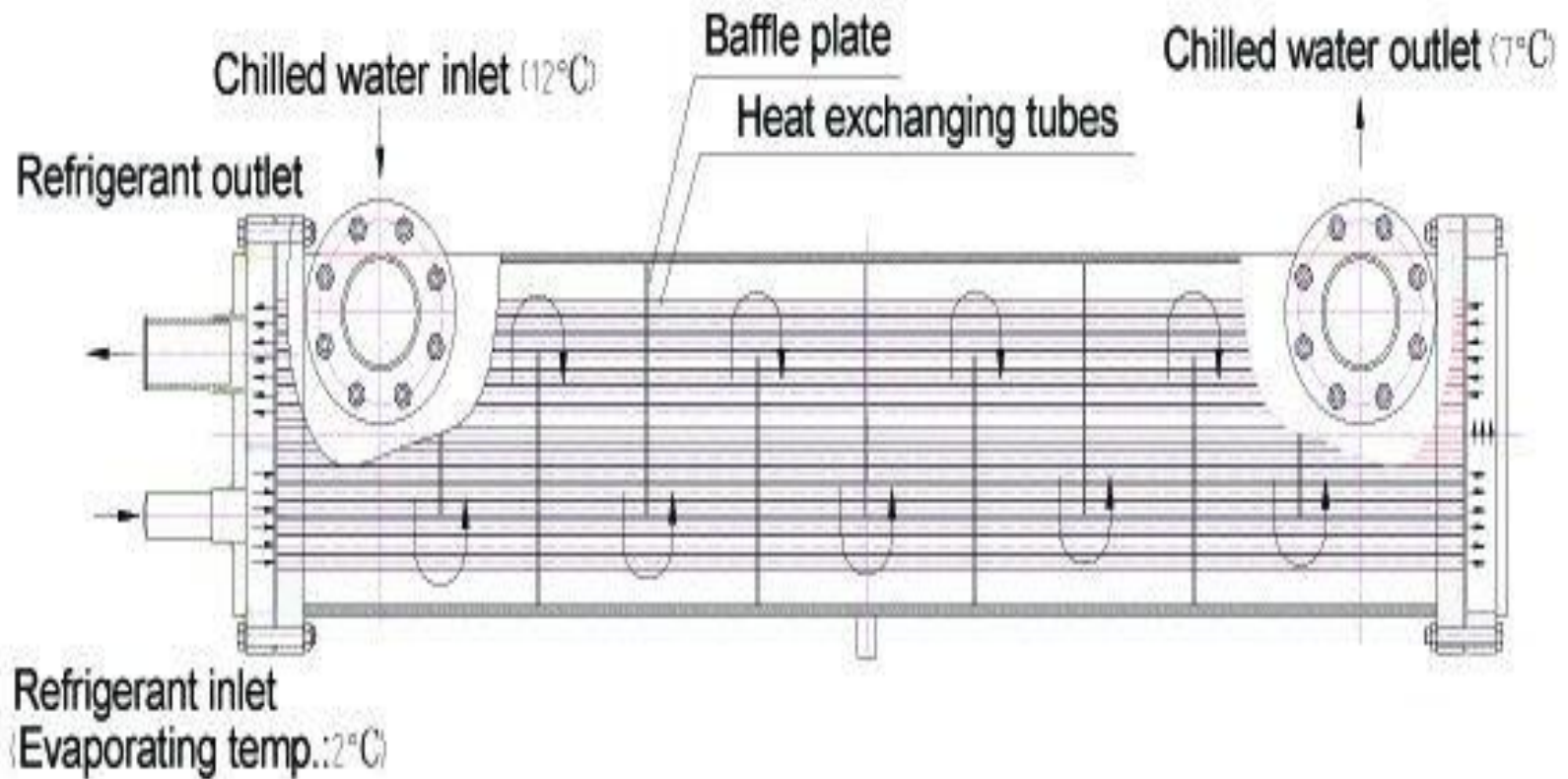
↑ Entering chilled water

DX-type evaporator

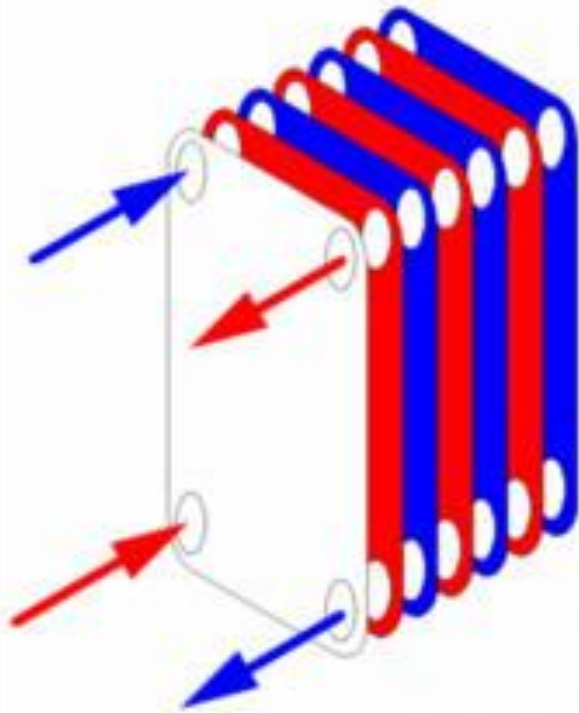
Shell & Tube



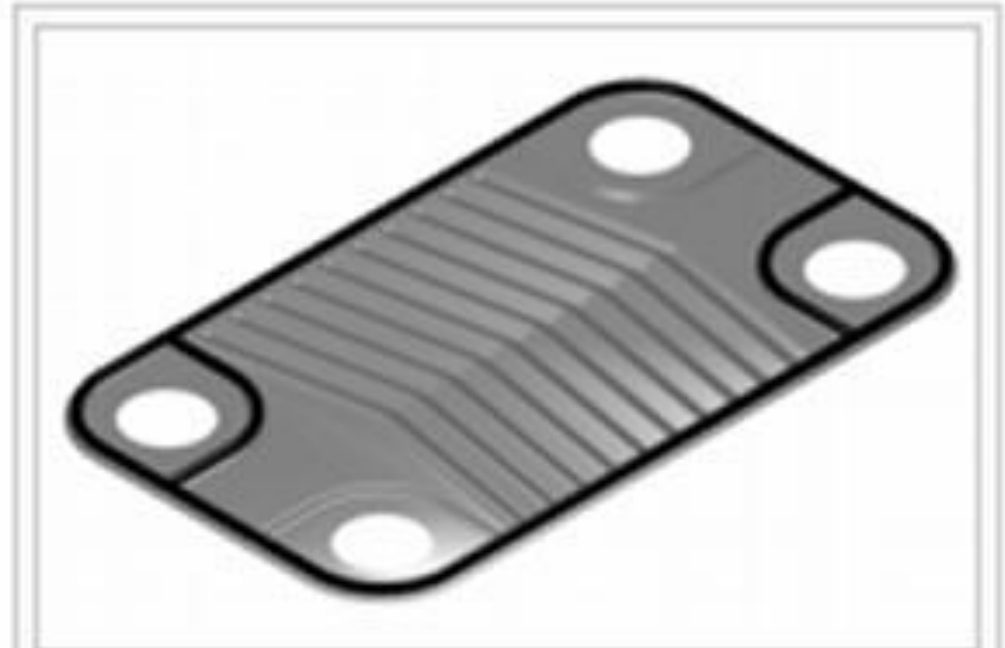
Shell & Tube



Plate



Conceptual diagram of a plate and frame heat exchanger.



A single plate heat exchanger



Tube & Tube



مبردها



CFC SMXR.TK



HCFC



HFC



CFC		HFC					HCFC			

طبق قوانین اول و دوم ترمودینامیک حرارت همیشه از جسم با دمای بالاتر به جسم با دمای پایینتر انتقال می‌یابد و تنها با صرف کار (انرژی) می‌توان عکس این فرآیند را اعمال نمود.

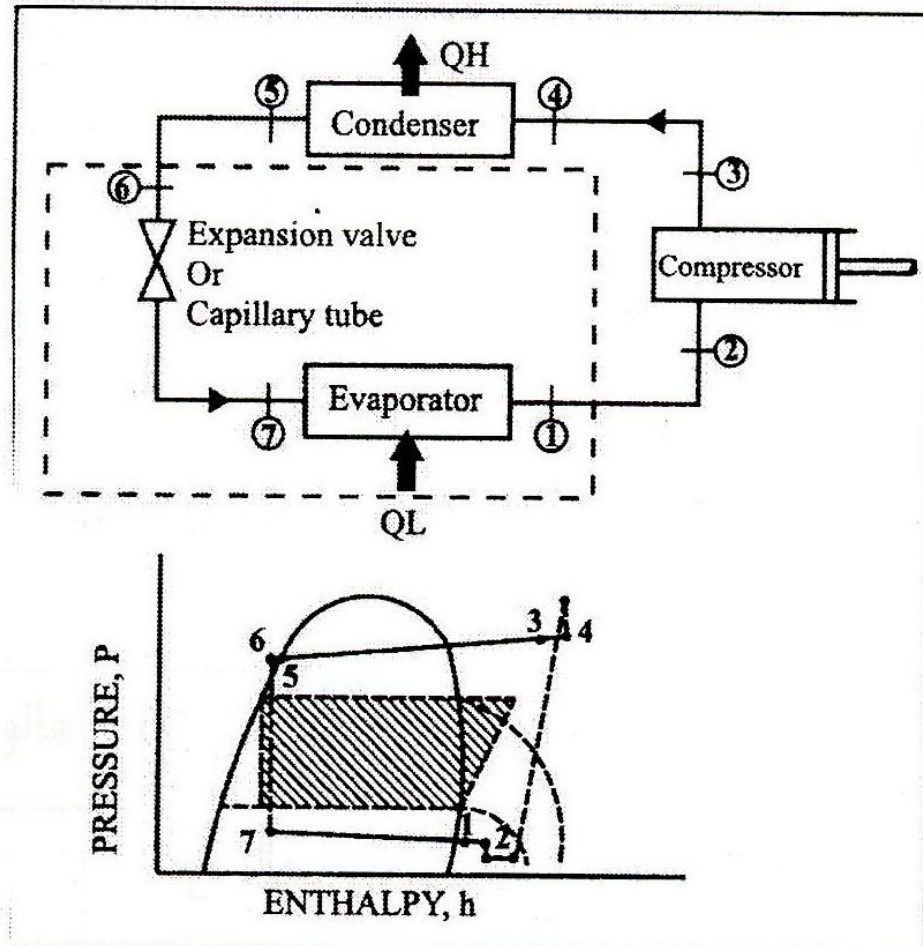
همان کاری که توسط یخچال یا پمپ حرارتی انجام می‌گیرد که براساس سیکل گرمایشی بخار - تراکم طراحی و ساخته شده‌اند.

در یک سیکل ترمودینامیکی به ماده‌ای که حرارت توسط آن جابجا می‌شود سیال عامل اطلاق شده و سیال عامل در سیکل سرمایشی بخار - تراکم، مبرد نامیده می‌شود. با توجه به محدوده وسیع استفاده از سیستم‌های سرمایشی و مضراتی که مبردها برای محیط زیست از جمله لایه ازن ایجاد کرده‌اند، بحث جایگزینی مبردهای نوین به جای مواد مضر، مدتی است که آغاز شده و در این مقاله به آن پرداخته می‌شود و به دنبال آن تغییرات ایجاد شده روی سایر اجزای سیستم‌های سرمایشی مورد بحث قرار خواهند گرفت.

یکی از علل تخریب لایه ازن و افزایش گرمای زمین استفاده از ترکیبات هیدروکربورها (HCFC) در مبردهاست که به دنبال کشف این موضوع تلاش‌های زیادی برای جایگزینی مبردهایی که در سیستم‌های برودتی استفاده می‌شود، صورت گرفت.

تلاش برای جایگزینی فریون (R-12) در یخچال - فریزرها از سال ۱۹۷۸ پس از پروتکل مونترال شروع شد.

در چهارمین گردهمایی کشورهای امضاء کننده پروتکل مونترال که سال ۱۹۹۲ در کوپنهاگ برگزار گردید، تصویب شد که استفاده از گروه مبرد HCFC که در مولکول‌های آنها اتم کلر وجود دارد و حتی آنهایی که دارای اتم هیدروژن هستند و تا حدی تأثیر کمتری بر لایه ازن دارند باید ممنوع اعلام شوند. تعداد زیادی از سیالات عامل تحت عنوان مبرد (که بسیار متنوع‌تر از سیکل‌های قدرت بخار می‌باشند) در سیستم‌های سرمایشی به کار گرفته می‌شوند. شکل زیر به صورت شماتیک نشان دهنده سیکل سرمایشی (بخار تراکم) به همراه دیاگرام فشار - آنتالپی است:



آشنایی با ساختار و انواع مبردها:

آمونیاک و دی اکسید سولفور در گذشته جزو مهم ترین مبردها شمرده می شدند. اما امروزه مبردهای اصلی هیدروکربن-های هالوژنی هستند که تحت تجاری فریون روانه بازار می گردند به عنوان مثال دی کلرودی فلورمتان به عنوان فریون ۱۲ شناخته می شوند.

هالوژن‌ها: عناصر فلور (F)، کلر (Cl)، برم (Br)، ید (I) تحت عنوان هالوژن‌ها شناخته می شوند.

هیدروکربن‌های ساده (HC): شامل ترکیب کربن (C) و هیدروژن (H) می باشند.

مبردهای تمام هالوژنی: مبردهای تمام هالوژنی آنهایی هستند که هالوژن‌ها به جای هیدروژن ترکیب HC به صورت کامل جایگزین می شوند.

گروه CFC: در صورتی که سیال عامل شامل فلور و کلر باشد تحت گروه CFC است.

گروه FC: اگر سیال تنها شامل فلور باشد تحت گروه FC است.

گروه HCFC: شامل سیالاتی است که در هیدروکربن، جایگزینی هیدروژن با هالوژن‌ها به صورت کامل نبوده و ماده شامل عناصر کربن، هیدروژن، فلور و کلر است.

گروه HFC: با خروج کلر از ترکیب HCFC گروه جدیدی به نام HFC داریم.

جدول زیر نشان دهنده‌ی طبقه‌بندی مبردها از نظر ترکیب مولکولی است.

جدول تقسیم بندی مبردها

هالوژنی				غیر هالوژنی	
کلردار		بدون کلر		هیدروکربن‌ها HC	غیر آلی
CFC کامل هالوژنی	HCFC ناقص هالوژنی	FC کامل هالوژنی	HFC ناقص هالوژنی		
ماده خالص	ماده خالص	ماده خالص	ماده خالص	ماده خالص	ماده خالص
R11 R113	R _r R123	R14 R116	R23 R125	R170	R717
R12 R114	R124	R218	R32 R134a	R290	R718
R13 R115	R142b	RC318	R143a	R600	R744
R13B1			R152a	R600a	DIOXID
			R227	R1150	

طبق پروتکل مونترال ابتدا مبردهای CFC و سپس در اصلاحیه بعدی آن HCFC مردود شناخته شده و جایگزینی آنها در برنامه کار سازمان حفاظت محیط زیست قرار گرفت، دلیل عمده این تصمیم مضراتی بود که ترکیبات مذکور برای محیط زیست ایجاد می کردند. زیرا مبرد گروه های CFC و HCFC دارای Cl و F می باشند که با توجه به جدول شیمیایی و جایگاه آنها در این جدول نشان می دهد که میل ترکیبی آنها با اکسیژن زیاد است از طرفی ما در لایه ازن یک ترکیب معروف (302+203) داریم که باعث می شود جلوی انرژی عبوری خورشید از لایه ازن و جو زمین را بگیرد ولی در صورتی که فلور و کلر در فضا رها شوند با این ترکیب واکنش شیمیایی می دهند و باعث می شوند که این ترکیب از بین برود و علاوه بر اینکه لایه ازن از بین می رود باعث می شود که مقدار گرمای عبوری از آن نیز زیاد شود و در نتیجه دمای کره زمین بالا برود.

گزارش گروه بین المللی متخصصان در باره تغییرات آب و هوا (IPCC) در دسامبر سال ۱۹۹۵ گویای این است که انتظار می رود تا پایان قرن ۲۱ دمای زمین تا 20°C تغییر پیدا کند. همین گزارش حاکی است که در بررسی های انجام شده تا سال ۱۹۹۰ پخش گازهای مختلف به اتمسفر چنین نشان می دهد:

دی اکسید کربن (۶۵/۸۰٪)، متان (۷۸/۱۴٪)، اکسید ازت (۷۴٪) و گازهای دیگر از قبیل HFC و تتراکلرید کربن و هگزا فلورید گوگرد (۸۳/۰٪) است.

پس می توان دریافت که اثر مستقیم گازهای گلخانه‌ای در گرم شدن هوای زمین، حتی اگر گازهای CFC و HCFC را به فهرست آنها اضافه کنیم، آنچنان زیاد نخواهد بود بلکه آنچه مهم است اثر برآیند این گازها است که براساس ضریب عمومی افزایش گرمای هم ارز آنها (TEW1) تعیین می شود این ضریب دو مؤلفه دارد:

$$\underline{TWE1=GWP.M+\alpha\beta}$$

مؤلفه اول که در آن پتانسیل افزایش گرمای زمین (GWP) در مقدار جرم توزیع گاز (M) است. مؤلفه دوم حاصل ضرب مقدار انرژی الکتریکی (β) که در تمام مدت عملکرد ماشین مبرد مصرف می شود، در ضریب (α) مقدار پخش CO2 به اتمسفر زمین است.

به هنگام تولید این مقدار انرژی در ایستگاه‌های آبی تولید برق، موتورهای بادی و دستگاه‌های انرژی هسته‌ای که CO2 در اتمسفر زمین پخش نمی کنند ($a=0$) است اما برای تولید یک کیلو وات ساعت انرژی الکتریکی در نیروگاه‌های حرارتی تولید برق بنا به اطلاعات مرکز پمپ‌های حرارتی آژانس بین‌المللی انرژی در سال ۱۹۹۲، در اروپا به طور متوسط ۵۲/۰ کیلوگرم و در آمریکای شمالی ۶۷/۰ کیلوگرم CO2 به اتمسفر وارد می شود.

در جدول صفحه بعد مبردهایی که برای جایگزینی R22 و R502 پیشنهاد شده است به همراه پتانسیل گرمایی (GWP) ارائه شده است:

مبردهای ساده بدون خطر برای ازن	درجه حرارت تغییر (°C)	GWP
R134a	-2/26	400
R125	-5/48	860
R143a	-3/47	1000
R32	-7/51	220
R23	-2/82	12000
R290 (پروپان)	-1/42	3
RC270	-7/32	-
R600a (ایزو بوتان)	-8/23	3
R152a	-1/24	49
R227a	-3/17	900
R227ea	-16	-
R227ca	25	150
R236ea	-7/0	150
R717	5/6	-

در نهایت نیاز به جایگزینی مبردهای CFC و HCFC اجتناب ناپذیر است ولی این کار با محدودیت‌هایی روبرو است و آن اینکه به تکنولوژی امروز ما در ارتباط با اجزای سیستم و سیال عامل بستگی داشته باشد. که خود متکی بر مبردهای HFC است.

در گزینش ترکیبات جدید به عنوان سیال عامل تبرید موارد زیر حائز اهمیت است:

۱- از پروتکل مونترال تبعیت کنند.

۲- برای سیستم‌هایی که انتخاب می‌شوند مناسب باشند.

۳- از نظر اقتصادی و تجاری قابل دسترسی و مقرون به صرفه باشند.

۴- غیر قابل اشتعال و غیر سمی باشند.

۵- بتوان به عنوان جایگزین در سیستم‌های فعلی از آنها استفاده نمود.

جدای از خواص ترموفیزیکی، مقدار معادل کل اثر گرمایشی (TFW1)، خیزش دما (TG) مهم‌ترین پارامتر در تعیین مبردهای آینده خواهند بود.

به دلیل محدودیت زمانی ناشی از قوانین که بواسطه پروتکل و مونترال وضع شده است. به جای کشف مواد جدید، بهتر آن است به ترکیباتی بیندیشیم که قبلاً تولید شده‌اند.

طبق جدول زمانی جایگزینی مبردها قرار شد R12 و R502 از چرخ خارج شوند به این دلیل مبردهایی به بازار عرضه گشت که ترکیبات براساس R22 بودند.

تمامی مبردهای مبتنی بر HCFC جهت استفاده موقت بوده و باید مبردهای جدید از گروه‌های HFC, HC, FC یا معدنی انتخاب می‌شدند.

مبردهای FC: همچون R218 مواد مصنوعی بی نهایت پایداری هستند که بسیار آهسته در طبیعت تجزیه می‌شوند و این موضوع محدودیت‌هایی را در استفاده از آنها بوجود می‌آورد.

مبردهای HC: با نقطه جوش پایین، هیدروکربن‌های ساده‌ای همچون R170 , R290 و غیره بوده که در برخی فرآیندهای سرمایشی در صنایع پتروشیمی، تا سال‌ها قابل استفاده می‌باشند. بزرگترین نقطه ضعف آنها قابلیت اشتعال‌شان است.

مبردهای HFC: نشان می‌دهد که تنها ماده خالصی که می‌تواند جایگزین ماده‌ای قدیمی گردد R134a بوده که مناسب جایگزینی با R12 است و از نظر خواص ترمودینامیکی تقریباً مشابه‌اند.

برای جایگزینی مبردهای جدید نیاز به طراحی سیستم‌های جدید یا تغییر در سیستم قبلی می‌باشد از جمله تغییر در روانسازها و فیلتر درایرها که در اینجا به شرح مختصر وظایف و تغییرات آنها می‌پردازیم:

روانسازها: اکثر کمپرسورها نیاز به روانساز دارند تا از اجزای متحرک داخل آنها در برابر سایش و خرابی جلوگیری کند. سازندگان کمپرسور معمولاً خودشان نوع روغن و ویسکوزیته قابل قبول در شرایط کارکرد کمپرسور را ارائه می‌کنند.

شرایط روغن پیشنهادی براساس موارد زیر است:

1. روانسازی
2. حلالیت روغن / مبرد
3. قابلیت اختلاط فیزیکی (نه شیمیایی)
4. قابلیت انطباق با مواد بکار رفته در سیستم
5. پایداری حرارتی و تطبیق با سایر روانسازها

قابلیت اختلاط فیزیکی به خاصیتی اطلاق می‌شود که دو مایع مثل آب و الکل به خوبی با هم مخلوط شده و یک فاز مایع را تشکیل دهند، بدون اینکه واکنش شیمیایی بر هم داشته باشند. بدین ترتیب برای مبردهای جدید نیاز به روانسازهای جدید احساس می‌شود که در حالت ایده‌آل، مبرد و روانساز متناظر آن قابلیت اختلاط فیزیکی مؤثر و حلالیت متقابل داشته باشند تا روانساز با مبرد هم جریان شدن و به کمپرسور باز گردد.

در صورتی که قابلیت اختلاط دو سیال کم باشد باید حلالیت متقابل آنها به گونه‌ای باشد که ویسکوزیته روانساز را کاهش داده تا بتواند در دمای تبخیر از اوپراتور گذشته و به کمپرسور باز گردد. عموماً مبرد R22 با روغن معدنی در تمامی دماها تعریف شده است و برای تهویه مطبوع قابل استفاده است در صورتی که مبردهایی چون R134a , R404A, R407C با روغن پولی یول استر تجویز می‌شوند.

فیلتر درایو: فیلتر درایرها لوازم ضروری هستند جهت جداسازی ذرات مضر از سیستم‌های سرمایشی. فیلتر درایرها وسیله راهبردی جهت تداوم و عملکرد مناسب سیستم است. ذرات مضر که توسط فیلتر جدا می‌شوند شامل رطوبت، هیدروکربن‌های با وزن مولکولی بالا، مواد حاصل از تجزیه روغن، مواد غیرقابل حل مانند ذرات فلزی و اکسید مس می‌باشند.

در سیستم‌های سرمایشی از مبردهای HFC استفاده می‌کنند، نخستین وظیفه‌ی فیلتر درایر جذب رطوبت بلافاصله پس از راه‌اندازی است. اگر رطوبت در صافی مولکولی جذب شود خطر تشکیل اسید و هیدرولیز شدن روغن استر و اثرات جانبی آن همچون خوردگی و آسیب به کوئل موتور به طرز چشمگیری کاهش می‌یابد.

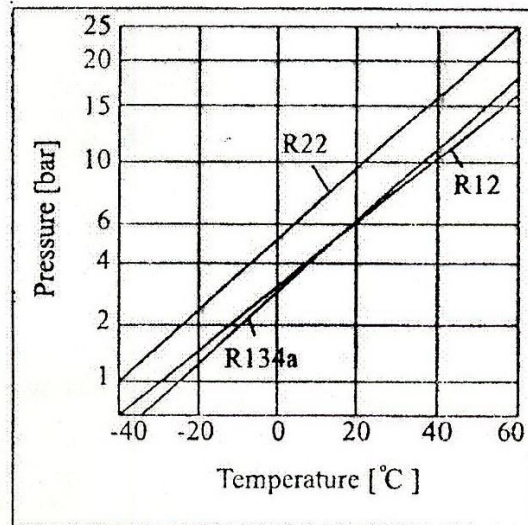
علاوه بر قدرت جذب اسید و رطوبت، فیلتر درایرها باید قابلیت‌های زیر را داشته باشند:

1. سرعت واکنش جذب رطوبت بالا
 2. قابلیت فیلتراسیون مناسب ذرات مضر
 3. قابلیت تطبیق با مبردهای HFC و افزودنی‌های روغن و عدم تجزیه یا ترکیب شیمیایی با آنها.
- بنابر این در بحث جایگزینی مبردهای جدید فیلتر درایرها نیز نیاز به بازبینی و احتمالاً جایگزینی خواهند داشت.

بررسی و مقایسه اجمالی چند مبرد جدید:

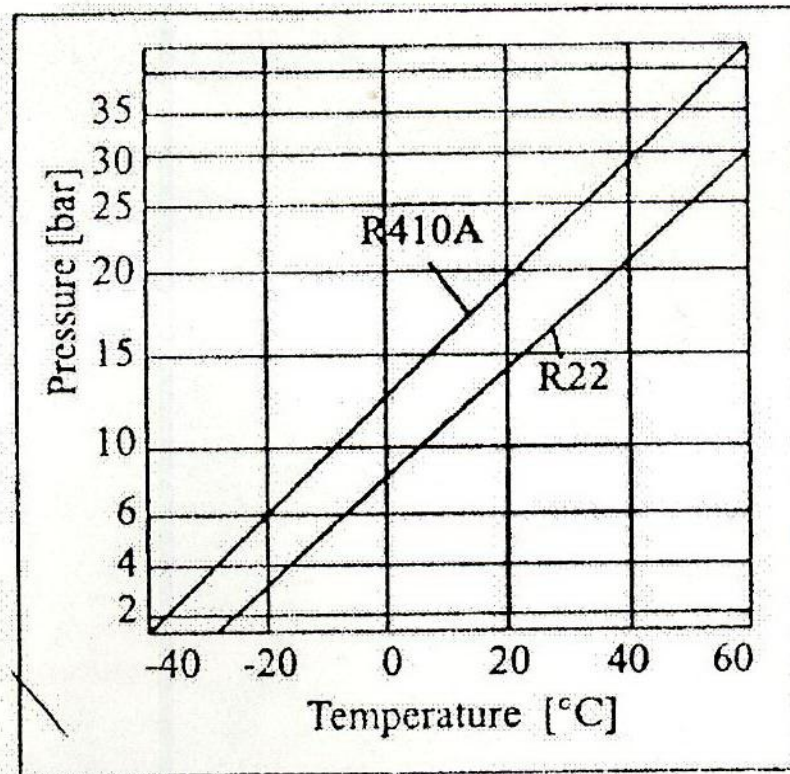
R134a: ماده خالصی است که اغلب جایگزین R12 بوده و در صنایع مربوط به خودروسازی تجهیزات کوچک، چیلرهای صنعتی و تجاری و سوپر مارکت‌ها با تبرید در دمای متوسط بکار می‌رود. این ماده با فرمول شیمیایی CHF₂CF₃ در مجاورت دمای بالا مثلاً هیترهای برقی تجزیه شده و گاز کشنده‌ای چون فلورید هیدروژن تولید می‌کند و به همین دلیل برای مصارف تهویه مطبوع چندان مناسب به نظر نمی‌رسد.

R134a با رنگ آبی روشن دارای ODP = 0 (پتانسیل تخریب ازن) و GWP = 1300 می‌باشد. نمودار فشار - دمای آن در قیاس با R22 , R12 مطابق شکل زیر است.

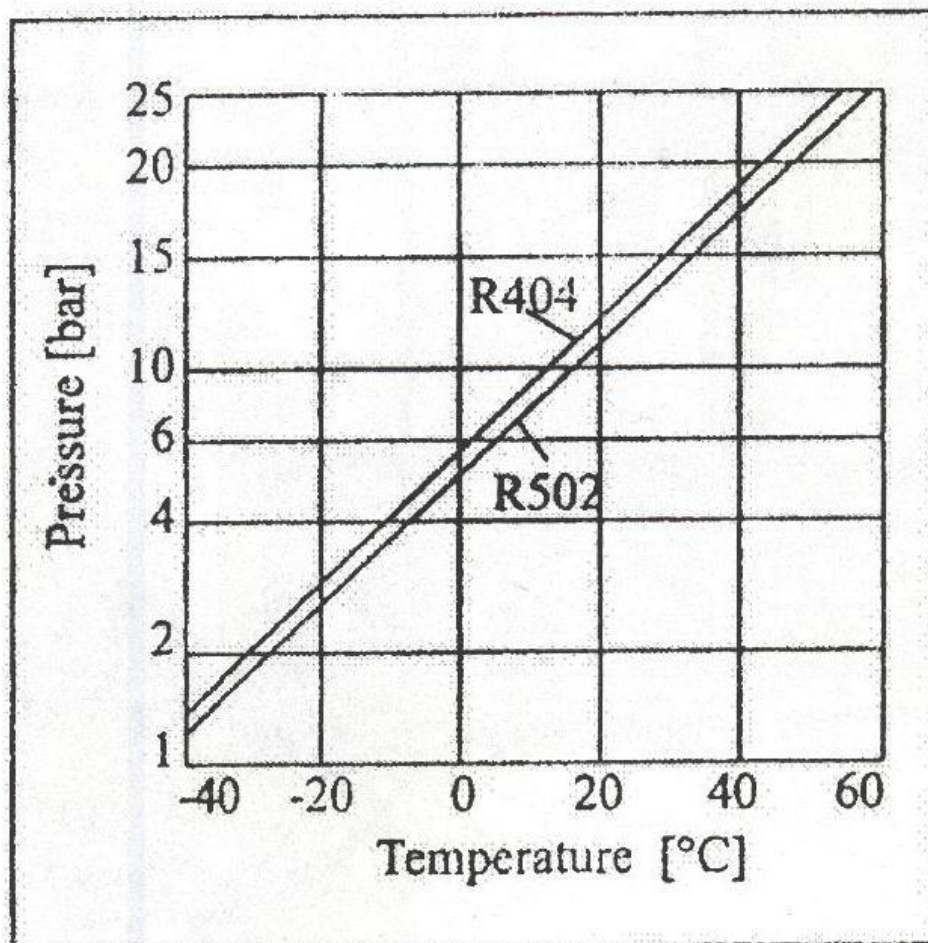


R410A: ماده ترکیبی است مشتمل بر ۵۰ درصد HFC125 و ۵۰ درصد HFC32 که جهت فشارها و ظرفیت‌های بالا (نسبت به R22) مناسب است و در صورت جایگزینی در سیستم R22، سیستم نیازمند طراحی مجدد است. به دلیل کارکرد این گاز در فشار بالاتر کمپرسوری که برای R22 طراحی می‌شود مناسب کار با R410A در همان شرایط نیست. این گاز برای کمپرسورهای سانتریفیوژ، اواپراتور شناور و سیستم‌های تبرید پمپی مناسب است. هر چند R410A ظرفیتی حدود ۵۰ درصد بالاتر از R22 دارد فشار تقطیر آن نیز تقریباً ۵۰ درصد بالاتر است و به همین دلیل اجزای سیکل تبرید باید برای چنین فشاری طراحی مجدد شوند.

R410A با رنگ صورتی دارای ODP=۰ و GWP=1890 میباشد.



R404A: ماده ترکیبی مشتمل بر ۴۴ درصد HFC ۱۲۵، ۵۲ درصد HFC143a و ۴ درصد HFC134a که جایگزین R22 , R502 در دماهای پایین و متوسط، یعنی دمای تبخیر پائین تر از صفر درجه‌ی فارنهایت می‌باشد و در این محدوده ظرفیت آن از R22 بیشتر است، به همین دلیل در صنایع بستنی‌سازی، غذای منجمد، حمل و نقل غذا و در موارد صنعتی به کار می‌رود. در دمای تبخیر بالاتر از راندمان R404A نسبت به R22 کاهش می‌یابد. به همین دلیل بهتر است در این دامنه جایگزین نشود. این گاز با رنگ نارنجی دارای $ODP=0$ و $GWP=3750$ بوده و نمودار فشار - دمای آن در مقایسه R502 مطابق شکل زیر می‌باشد.



R407C: ماده ترکیبی است مشتمل بر ۲۳ درصد HFC32، ۲۵ درصد HFC125 و ۵۲ درصد HFC134a که برای کارکرد در شرایط دمای تبخیر بین ۲۰ تا ۵۰ درجه فارنهایت مناسب بوده و در یک سیکل با دمای تقطیر، تبخیر، فرو سرمایش ۱۸ و فراگرمایش ۱۹ معین، ظرفیت تبرید آن مطابق R22 است. در جایگزینی این گاز به جای R22 نیاز به طراحی مجدد سیستم نبوده و فقط روغن کمپرسور، فیلتر درایر و احتمالاً سائز شیر انبساط تغییر می کند. این گاز برای استفاده در اواپراتور شناور و کمپرسورهای سانتریفوژ و برای دمای تبخیر بین ۲۰ تا ۵۰ درجه فارنهایت توصیه نمی گردد. رنگ این گاز قهوه‌ای ملایم است.

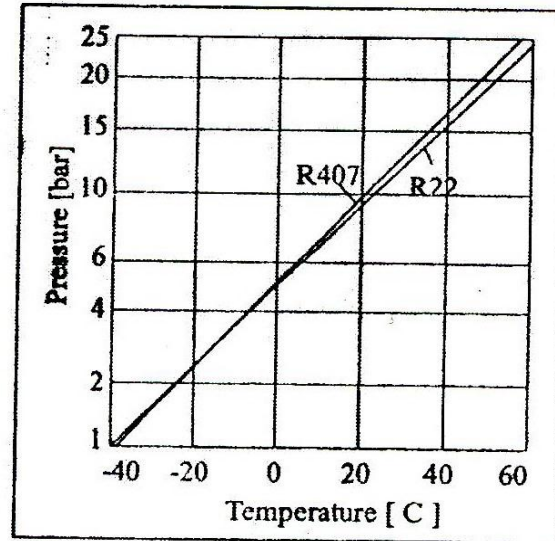
۱- شرایط دمای تقطیر در اواپراتور 45°F

۲- دمای تقطیر در کندانسور 10°F

۳- فرو سرمایش 50°F

۴- فراگرمایش 15°F

فشار تخلیه R407C نسبت به R22، 15PSI تا 25PSI بیشتر است. ظرفیت سرمایشی آن از ۲ درصد کمتر تا ۲ درصد بیشتر می باشد. دمای تخلیه آن ۱۰ تا ۱۵ درجه فارنهایت کمتر بوده و راندمان انرژی آن بستگی به طراحی تجهیزات دارد، ولی بسیار شبیه R22 است. از آنجا که R407C ترکیبی است، در حالت گاز شرایط متغیری داشته و بدین لحاظ پیشنهاد می گردد در فاز مایع شارژ گردد. نمودار فشار - دمای آن نسبت به R22 مطابق شکل زیر است.



آمونیاک: به عنوان جایگزین R22 و R502 از مبردهای طبیعی (خالص) در درجه اول آمونیاک معرفی شده است، تولید آمونیاک در دنیا حدود ۱۲۰ میلیون تن است که فقط حدود ۵ درصد آن در صنایع برودتی مورد استفاده قرار می‌گیرد، اما آنچه جلب توجه می‌کند قیمت پایین، بازدهی بالای سیکل و ضریب انتقال حرارتی و دمای بالای بحرانی این ماده است. ضمن اینکه بی‌تأثیر بودن نسبت به نفوذ آب به سیستم و تشخیص سریع محل نشست در سیستم و حل نشدن روغن در آمونیاک از مزایای دیگر این ماده است. به خصوص که اثر مخرب بر ازن ندارد و اثر گرمزایی نیز ندارد.

نکات منفی در مورد آمونیاک بوی تند، سمی بودن و قابلیت اشتعال و انفجار و سبک‌تر از هوا بودن است. آمونیاک بی‌تردید بهترین مبرد در سیستم‌های تبرید صنعتی با قدرت بیش از ۲۰ کیلووات است.

دی‌اکسید کربن: یکی دیگر از مبردهای طبیعی دی‌اکسید کربن است که در اتمسفر و بیوسفر نیز یافت می‌شود. قیمت پائین و سادگی سیستم و کارکرد با روغن معدنی و بی‌خطر بودن برای طبیعت از مزایای این ماده است. دی‌اکسید کربن دارای فشار بحرانی بالا و دمای پائین بحرانی (31°C) و دمای نقطه سه‌گانه نسبتاً بالا (-56°C) است.

ضرورت کشف مبرد به عنوان جانشین R12 زمانی به اوج خود رسید که آمریکا مبرد R134 را که دارای پتانسیل گرمزایی است به کشورهای مختلف تحمیل کرد.

این مبرد ضمن گران بودن نیاز به روغن گران قیمت و تغییرات در دستگاه‌ها و تکنولوژی ساخت کمپرسور دارد که توأم با صرف هزینه زیادی است.

بالاخره با وجود ارائه مبردهای مختلف متخصصان دانشگاه انرژی مسکو مخلوط CM1 را ارائه کردند.

CM1: این مبرد از سه ماه R128 , R134 و بوتان نرمال R600 با غلظت‌های مولی ۷۱/۰ و ۲/۰ و ۹/۰ تشکیل شده است که به طور کامل تمام خواسته‌های مبرد ایده آل را جوابگو است. این مخلوط نسبت به مخلوط‌های ارائه شده به وسیله‌ی کشورهای غربی حداقل در موارد زیر برتری دارد.

۱- CM1 بی تأثیر بر لایه ازن (جو) است در حالی که مخلوط‌های ارائه شده کشورهای غربی دارای عنصر مخرب ازن هستند.

۲- CM2 با روغن معدنی کار می‌کند، بنابراین هیچ گونه تغییری در مواد عایق و آب‌بندی و قطعات کمپرسور سیستم پدید نمی‌آورد، اما ترکیبات ارائه شده قبلی نیاز به روغن ترکیبی (پلی‌استر، اکلیل بنزون) دارند که باعث سختی تولید و گرانی می‌شوند. عناصر مختلف CM1 با دید علمی انتخاب شده‌اند به طوری که R134 عنصر بازی برای فشار تبخیر و تقطیر است و برتری آن نسبت به R134a در پایین بودن فشار است که در سیستم‌های برودتی کوچک اهمیت زیادی دارند.

عنصر دوم (R218) برای تأمین خواص ترمودینامیکی و در عین حال مزیت غیرقابل اشتعال و انفجار بودن مخلوط است. عنصر سوم (R600) هیدروکربور برای حلالیت و جریان روغن معدنی در سیستم سرد کننده انتخاب شده است و درصد آن در مخلوط از شرایط تأمین غیرقابل اشتعال و انفجار بودن در نظر گرفته شده است. تبخیر و تقطیر مخلوط CM1 می‌تواند در دمای متغیر انجام گیرد و این چنین مبردی می‌تواند باعث کاهش انرژی مصرفی شود.

نتایج مقایسه آزمایش یخچال فریزر با R12 و CM1 نشان داده است که با استفاده از CM1 حتی مصرف انرژی روزانه بین ۹ تا ۱۰ درصد نسبت به R12 کاهش می‌یابد. مقایسه ترمودینامیکی CM1 به عنوان مبرد در یخچال‌های خانگی در جدول زیر ارائه شده است:

ترکیب پیشنهادی آمریکا		ترکیب پیشنهادی روسیه		مواد ساده		مبرد خواص
(MP66)R401 B	(MP39)R401 A	R22/R142B	CM1	R134a	R12	
4/1	1/1	13/1	39/1	8/1	34/1	فشار تبخیر
13/12	5/11	17/11	42/12	18/10	58/9	فشار تقطیر
66/8	45/10	9/9	9/8	63/9	15/7	نسبت فشارها
951	882	872	887	779	872	بازدهی حجمی
340	321	292	322	295	289	کار مصرفی
93	92	89	91	90	100	بازدهی برودتی به درصد نسبت به R12

نتیجه‌گیری:

با توجه به مسایل پیرامون از بین رفتن لایه ازن و اثرات گلخانه‌ای صنایع پتروشیمی و تهویه مطبوع طی سال‌های اخیر تغییرات اساسی یافته و پارامترهای متعددی تعریف کرده‌اند

فصل سوم: انواع سیستمهای تهویه مطبوع تراکمی:

(۱) کولرهای پنجره ای:

(۲) اسپلیت یونیت:

(۳) اسپلیت کانالی (Ducted Split)

(۴) پکیج های پشت بامی (Rooftop Package)

(۵) سیستمهای دیجیتالی (VRF)

(۶) GHP

(۷) چیلر های تراکمی

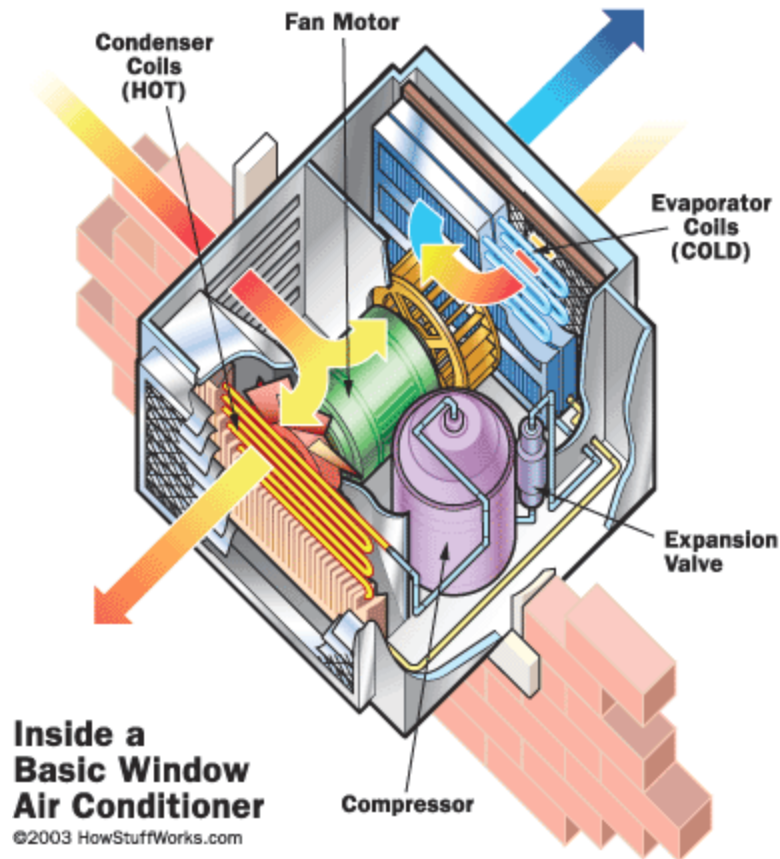
(۱) کولر های پنجره ای:

ir4.org - بزرگترین حراجی فارسی



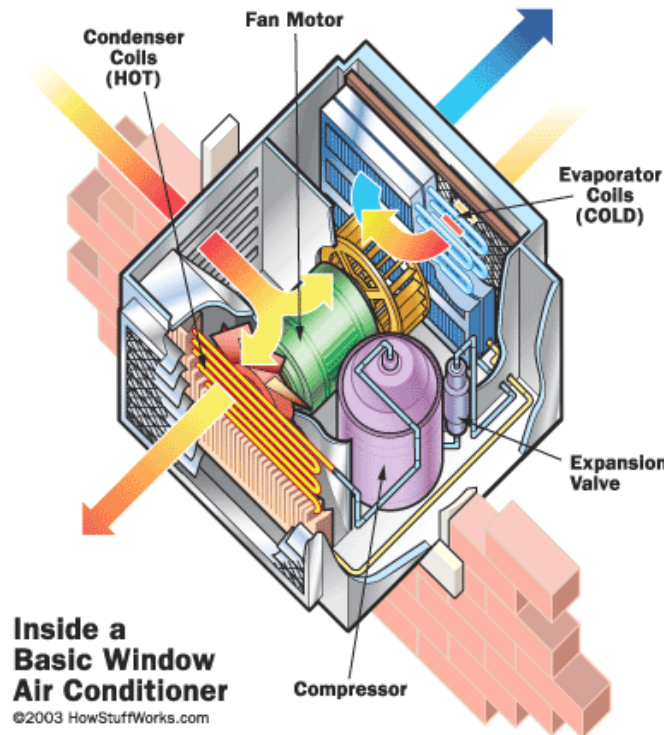
اولین سیستم تهویه مطبوع تراکمی ارائه شده در بازار ایران کولرهای گازی سابق (کولرهای پنجره ای) بود. سابقه استفاده از این سیستمها به دهه ۴۰ هجری شمسی که مصادف با ساخت پارس جنوبی است برمی گردد. اولین برندی که در بازار ایران نفوذ کرد برند Antel آمریکا و بعد از آن برندهای York و Ogeneral بود.

در این سیستم های تراکمی همه ی اجزاء (کمپرسور، کندانسور، لوله مویی، اوپراتور) مطابق شکل زیر در داخل یک کابینت قرار می گیرند:



همانطور که از شکل پیداست بدلیل قرار گرفتن کندانسور و اوپراتور در داخل یک کابینت باعث می شود زمانی از این سیستم استفاده کرد که بتوان کندانسور آن را در فضای آزاد قرار داد که این محدودیت وضعی است در استفاده کردن از این سیستمها در فضایی که راهی به هوای آزاد ندارد. معمولاً جانمایی کولرهای پنجره ای در فضای پنجره هاست، یعنی با یک شاسی کشی مناسب کولر پنجره ای را در این فضا نصب می کنند تا کندانسور کولر در هوای آزاد و اوپراتور در فضای داخلی واحد قرار گیرد.

بدلیل قرار گرفتن کمپرسور در فضای داخلی واحد و همچنین صدای ذاتی تولید شده در کمپرسور این سیستمها در ظرفیت های 9000 BTU/HR ، 12000 BTU/HR ، 18000 BTU/HR و 24000 BTU/HR تولید و عرضه می گردد که همین عامل بزرگترین ضعف سیستمهای پنجره ای می باشد. از این سیستمها فقط برای تولید سرمایش استفاده می گردید.



(۲) اسپلیت یونیت:



همانطور که در قسمت قبل توضیح داده شد محدودیت هایی از جمله ظرفیت پایین کولرهای پنجره ای که بعلت سر و صدای ذاتی تولید شده در کمپرسوری که در فضای داخلی واحد قرار می گرفت و همچنین محدودیت جانمایی کولر پنجره ای در فضای آزاد مهندسین تهویه مطبوع واحد R&D کارخانجات تولید کننده را به فکر بهینه کردن این سیستم انداخت که ماحصل آن تولید سیستمی بود به نام "اسپلیت یونیت".

سیستم اسپلیت یونیت همانطور که از نامش پیداست از دو مجموعه یونیت داخلی که شامل مجموعه اوپراتور و یونیت خارجی که شامل کمپرسور، کندانسور و لوله مویی است تشکیل شده است. که جدا کردن کمپرسور و مجموعه کندانسور از یونیت داخلی باعث پایین آمدن صدای دستگاه گردیده است و بدین دلیل محدودیتی در تولید این دستگاهها در ظرفیت های بالاتر نداریم. بنابراین این دستگاهها در از ظرفیت های ۹۰۰۰ BTU/HR تا ۶۰.۰۰۰ BTU/HR تولید و عرضه گردید.



جدا کردن یونیت خارجی که شامل کمپرسور، کندانسور، فن کندانسور و لوله مویی بود از مجموعه یونیت داخلی که شامل اواپراتور و فن مربوطه بود مشکل بزرگی را برای سیستم وجود می آورد و آن هم مشکل ذاتی سیستمهای تراکمی است به نام محدودیت اختلاف ارتفاع بین یونیت داخلی و خارجی.



همانطور که در شکل مشاهده می گردد کمپرسور دو لوله برای ورود و خروج مبرد دارد به نام Suction و Discharge.

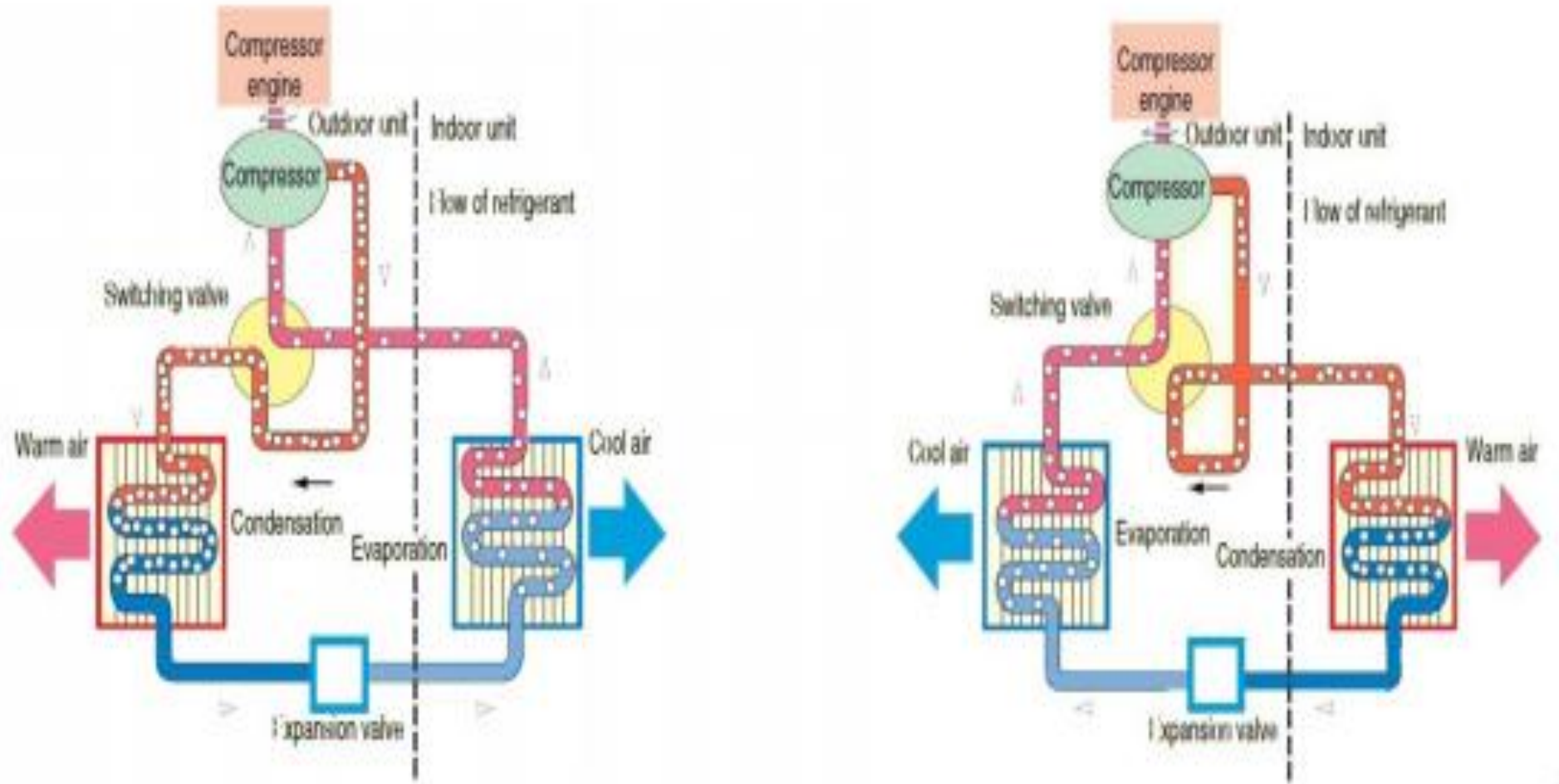
که مبرد با دمای بالا و فشار بالا از لوله Discharge که نسبت به لوله Suction از قطر کمتری برخوردار است خارج گردیده و وارد کندانسور و لوله مویی می شود، فاز مبرد در خروج از لوله مویی مایع می باشد. شتاب گرانش نیز در خروج مبرد از یونیت خارجی که در پشت بام نصب شده به سمت یونیت داخلی مثبت می باشد.

همچنین همیشه مقداری روغن که در داخل کمپرسور برای روانکاری و خنک کردن کمپرسور قرر گرفته به همراه مبرد از کمپرسور خارج شده و به همراه مبرد به سمت یونیت داخلی سرازیر می شود. مبرد در داخل اواپراتور تغییر فاز داده و به مایع تبدیل می شود و باید به همراه روغنی که در داخل سیکل وجود دارد به سمت کمپرسور برگردد. این در حالی است که در برگشت به سمت کمپرسور و یونیت خارجی لوله Suction قطر بزرگتری نسبت به لوله رفت به سمت اواپراتور دارد، شتاب گرانش نیز به سمت بالا منفی است و دانسیته روغن بالا.

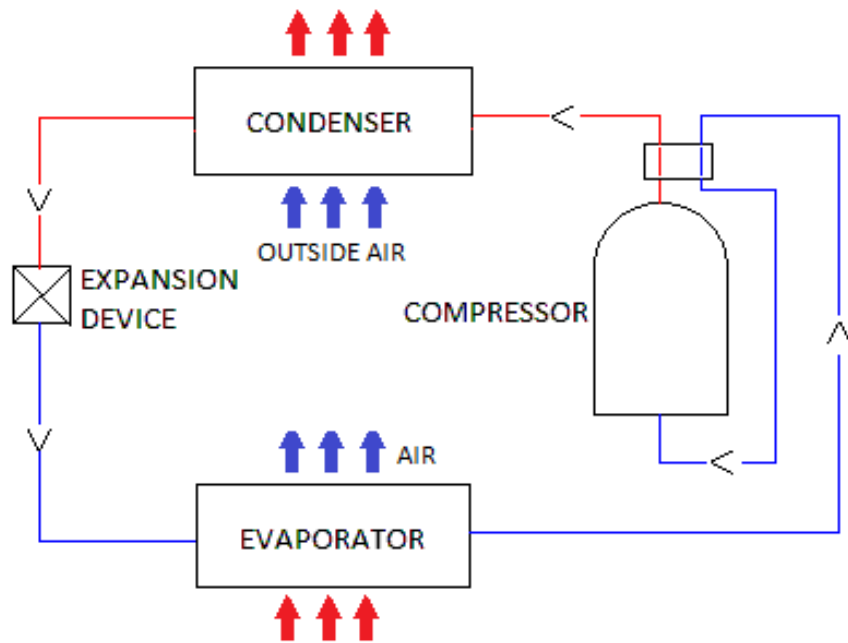
در صورتی که اختلاف ارتفاع بین یونیت خارجی و یونیت داخلی بیشتر از ۵ متر باشد لوله کمپرسور توان Suction میرد به همراه روغنی که در اواپراتور قرا گرفته را نداشته و بنابر این مقداری روغن در داخل اواپراتور منده، ضریب انتقال حرارت بین مبرد و هوای برگشتی را کاهش داده و باعث پایین آمدن دمای سطح اواپراتور می گردد که با توجه به تشکیل نقطه شبنم در روی سطح اواپراتور باعث یخ زدگی اواراتور می گردد و از همه مهمتر مقدار روغن لازمه در کمپرسور جهت روانکاری و خنک کاری کمپرسور کاهش یافته و کمپرسور بعد از چند فصل کاری آسیب دیده و می سوزد.



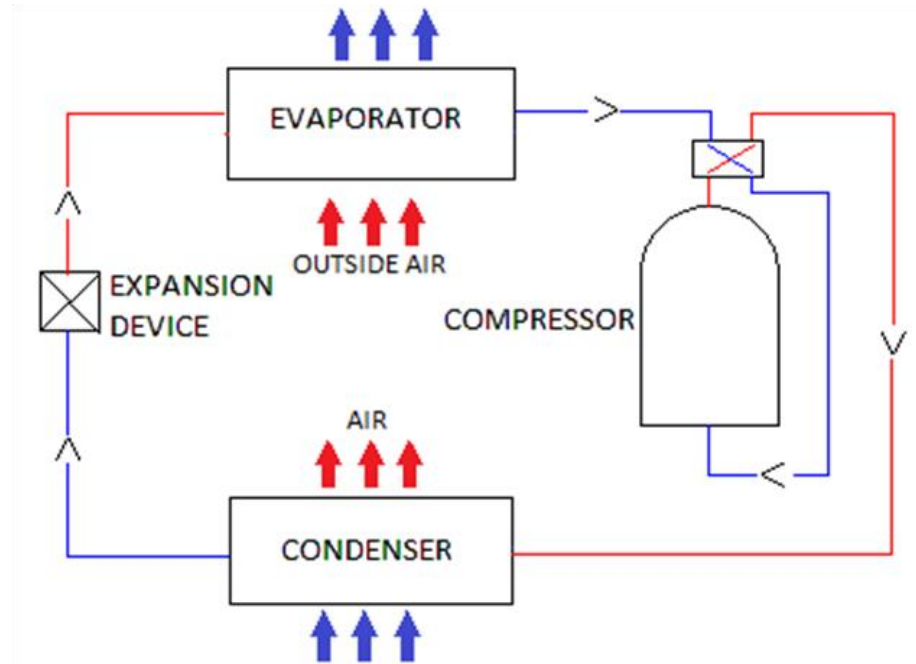
برخلاف کولرهای گازی که سیستم فقط سرمایشی بود از اسپلیت یونیت ها برای تولید و تامین گرمایش هم استفاده می شود که به سیستمهای هیت پمپ (Heat Pump) معروف می باشند. یعنی در زمستان جای کندانسور و اواپراتور عوض شده و سیستم بصورت Reverse کار می کند.



Cooling Mode



Heat Pump - Heating Mode



همانطور که در نمودار مشاهده گردید با معکوس شدن سیکل سرمایشی در اسپلیت یونیت ها می توان به تولید و تامین گرمایشی رسید. اما در شرایطی که دمای محیط در زمستان به ۵ درجه سانتی گراد برسد یونیت خارجی که کار اوپراتور را انجام می دهد نمی تواند از گرمای محیط برای Evaprate کردن استفاده کند، دمای سطح اوپراتور در یونیت خارجی بشدت پایین آمده، سطح اوپراتور برفک زده و بدین دلیل با کاهش شدید راندمان در حالت گرمایشی روبرو خواهیم بود. بنا بر این استفاده از سیستم گرمایشی این سیستم در مناطقی که دمای هوای طرح خارج آنها در زمستان از ۵ درجه سانتی گراد پایین تر می باشد اقتصادی نبوده و توجیه فنی ندارد.



همانطور که در قسمت قبل توضیح داده شد محدودیت هایی در استفاده از اسپلیت یونیت ها داشتیم که عبارت بود از:

(۱) مشکل محدودیت اختلاف ارتفاع بین بونیت داخلی و خارجی.

(۲) مشکل کاهش راندمان شدید در تولید و تأمین گرمایش.

(۳) مشکل تعدد کندانسینگ یونیت در پروژه هایی که تعداد فضاها زیاد می باشد.

(۴) مشکل مدل کردن دستگاه در فضاهایی که بهر خروجی آنها کمتر از 9000 BTU/HR بود.

با توجه به مشکلات و محدودیت های بوجود آمده نیاز به تولید سیستمی بود تا بتوان مشکلات فوق را مرتفع ساخت که نتیجه آن تولد سیستمی بود به نام داکت اسپلیت.

۳) اسپلیت کانالی (Ducted split)



سیستم اسپلیت کانالی (دو تکه) همراه با کویل گرمایی:

نحوه عملکردی سیستم سرمایش و گرمایش دستگاه تهویه مطبوع داکت اسپلیت:

اسپلیت یونیت کانالی از دو قسمت مجزا به نام هوارسان و کندانسینگ یونیت تشکیل شده که توسط دو لوله مسی به یکدیگر متصل شده که سرمایش مورد نیاز را از طریق گاز فریون و کمپرسور تامین می کند. لازم به ذکر است که نوع کمپرسور دستگاه از نوع رفت و برگشتی می باشد و سیستم گرمایش این دستگاه نیز از طریق کویل آبگرم تامین می شود. به عبارتی، این سیستم با توجه به فرآیند تغییر فاز سرمایش ایجاد می گردد و گرمایش آن نیز بوسیله کویل آبگرم تامین می شود که آبگرم مورد نیاز توسط موتورخانه مرکزی یا پکیج تامین می گردد و در این سیستم امکان کنترل درجه حرارت هر فضا به صورت مستقل وجود نداشته و جهت نصب کولر و کانال کشی های مربوطه نیاز به سقف کاذب در بعضی از فضا وجود دارد. پس از مکش هوای داخل واحد و فیلتراسیون توسط دستگاه مذکور، عمل سرمایش یا گرمایش روی هوای ورودی صورت پذیرفته و هوای سرد و گرم نهایی از طریق یک کانال افقی (مشابه کانال کولر) و البته در ابعاد کوچکتر به فضاها منتقل می گردد. قابل توجه است که کلیه کانال ها فقط در سقف کاذب آپارتمان خواهد بود و به صورت عمودی تا پشت بام حرکت نخواهد کرد و دریچه های تعیین شده برای خروجی های مد نظر بنا به CFM مورد نیاز، طراحی و اندازه گیری خواهد شد که عامل این سنجش با گیجی به نام داکتیلاتور می باشد.

استفاده از هوای برگشت جهت بالا بردن راندمان کاری دستگاه و مصرف سوخت کمتر و همچنین هوای تازه جهت نیاز مبرم هر واحد آپارتمانی که چه در تابستان و چه در زمستان اکسیژن کافی جهت سلامت جسمی افراد را تامین نماید از مزایای دیگر این سیستم می باشد.

این مدل سیستم ها دستگاه های سرمایش و گرمایشی هستند که قابلیت حرارت با کویل آب گرم را دارند. سادگی نصب هوارسان سیستم در هر فضای بسته و کوچکی مانند کمد، زیر سقف و زیر شیروانی، به شکل افقی و عمودی از خصوصیات آن می باشد. تولید حرارت در این سیستم در مقایسه با سایر سیستم هایی که با آب داغ، گرما تولید می کنند مزیت های زیادی دارد. به طور مثال احتیاج به لوله کشی پراکنده در سطح ساختمان و در کف نیست. لوله کشی منحصر به یک رایزر برای تغذیه کویل آب گرم هوارسان می باشد رادیاتورها و فن کویل ها حذف می گردد.

کندانسور قسمت خارجی سیستم است که در فضای باز مانند بام، بالکن، حیاط، پارکینگ و ... نصب می‌گردد و با هر شرایط جوی سازگار بوده و نیاز به محافظت در مقابل برف و باران ندارد و توسط لوله مسی و یک سیم رابط می‌گویند (outdoor unit). به اوپراتور متصل می‌گردد که به آن یونیت خارجی کندانسور در تولید سرما به کار می‌رود. هر کندانسور شامل کمپرسور، فن، لوله‌های مسی و فین‌های آلومینیومی با طراحی منحصر به فرد مولتی پلی وی می‌باشد که بالاترین تکنولوژی ساخت کمپرسور در جهان را دارا هستند. کمترین مصرف برق 14 آمپر و تولید صدا 49 دسی بل را در نوع خود دارد که به منظور بالا بردن راندمان، به آخرین تکنولوژی ساخت کویل با فین دندانه دار آلومینیومی و لوله مسی شیار دار و مارپیچ از داخل، مجهز می‌باشد.

- دارای قابلیت نصب در 15 متر بالاتر و 10 متر پائین تر از هوارسان است.
- دارای خازن و تایمر تاخیری و کنترل فشار بالا (High Pressure). دارای فیلتر درایر (Filter Drier)
- دارای سیستم‌های حمایتی در درجه حرارت بالا (Over Load).

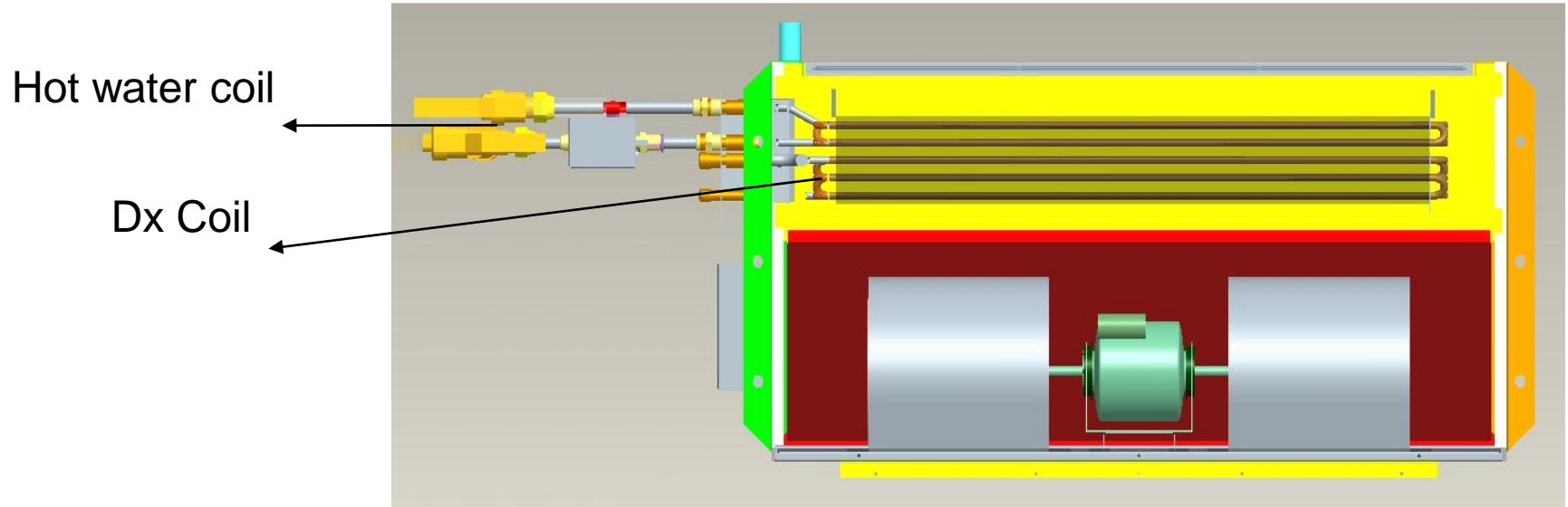
مزایای استفاده از سیستم گرمایش Duct Split با کویل آب گرم:

بطور کلی مزایای سیستم داکت اسپلیت را می‌توان در موارد زیر خلاصه کرد:

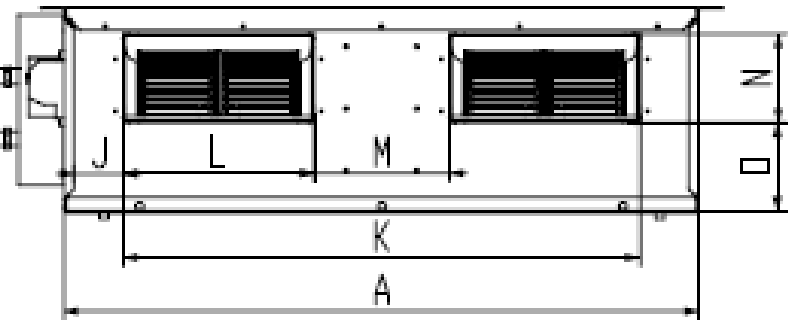
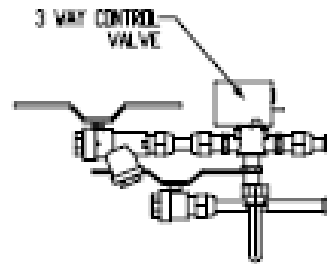
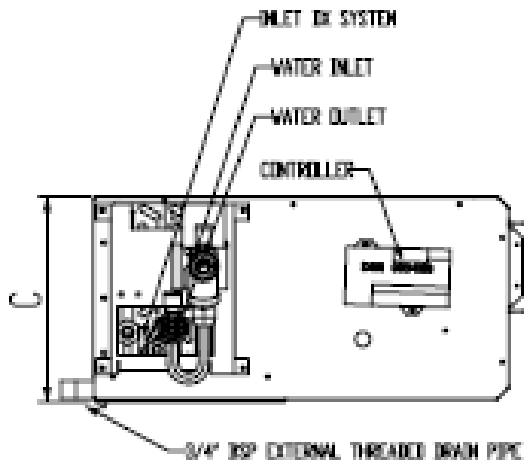
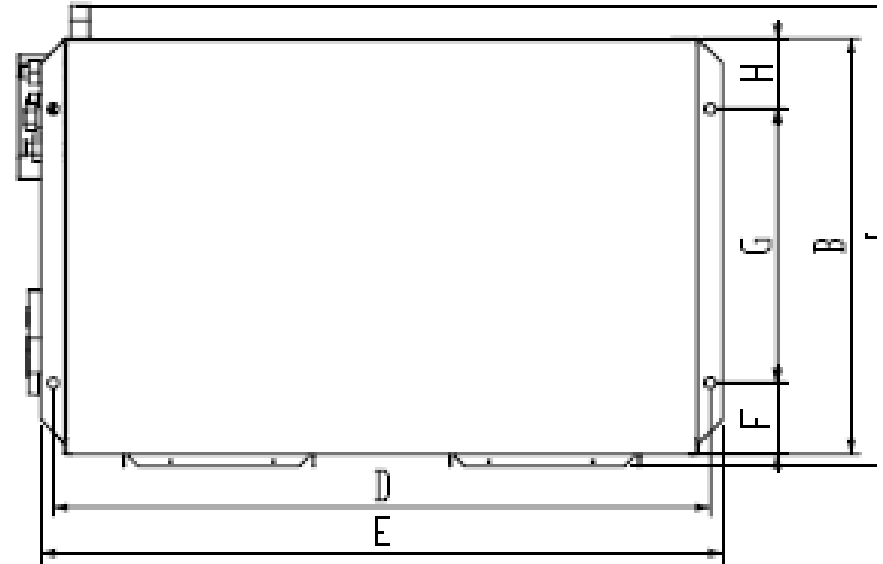
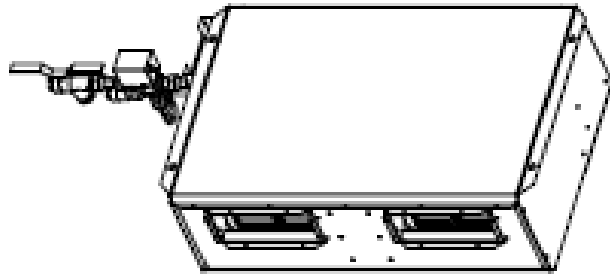
- ۱- استقلال کامل سرمایش و گرمایش هر واحد (در صورتی که در حالت گرمایش از پکیج حرارتی آب گرم برای هر واحد استفاده شود).
- ۲- عدم نیاز به اجرای تجهیزات تاسیسات مکانیکی دیگر از جمله پمپ‌ها، سختی گیر، لوله کشی مفصل.
- ۳- هزینه سرویس و نگهداری بسیار پایین‌تر در مقایسه با سیستم‌های چیلر مرکزی یا مینی چیلرهای مستقل خانگی. (سرویس دوره‌ای سیستم‌های داکت اسپلیت با کویل آب گرم محدود به شستشوی فیلتر دستگاه می‌باشد)
- ۴- بالاتر بودن راندمان گرمایشی کویل آب گرم در مقابل رادیاتور یا گرمایش از کف. (گرمایش از طریق رادیاتور از نوع طبیعی و تدریجی بوده و گرمایش توسط کویل آب گرم به صورت اجباری می‌باشد)

- ۵- مصرف گاز شهری به جای برق جهت بهره گیری گرمایی از دستگاه داکت اسپلیت با کویل آب گرم در فصل زمستان.
- ۶- عدم وجود پدیده فراست (یخ زدن آب بر روی فین کندانسور) که در سیستم‌های هیت پمپ صورت می‌گیرد بدین جهت سیستم داکت اسپلیت را به واسطه وجود کویل آب گرم، می‌توان به عنوان سامانه مستقل و قابل اطمینان تامین کننده گرمایش به حساب آورد.
- ۷- مصرف برق قابل قبول و منطقی‌تر جهت بهره گیری سرمایش از دستگاه در فصل تابستان در مقابل سیستم‌های کولرگازی معمولی (دیواری) در مقیاس مشابه جهت تامین بارحرارتی مورد نیاز.
- ۸- تقلیل حجم لوله کشی مسی در سیستم داکت اسپلیت با کویل آب گرم به نسبت سیستم‌های کولرگازی معمولی (دیواری) در مقیاس مشابه جهت تامین بارحرارتی مورد نیاز.
- ۹- تقلیل حجم لوله کشی درین در سیستم داکت اسپلیت با کویل آب گرم به نسبت سیستم‌های کولرگازی معمولی (دیواری) چیلرهای مرکزی و مینی چیلرهای مستقل خانگی (در سیستم داکت اسپلیت با کویل آب گرم فقط یک لاین درین مورد نیاز است)
- ۱۰- تقلیل حجم لوله کشی آب جهت کویل آب گرم دستگاه داکت اسپلیت با کویل آب گرم به نسبت چیلرهای مرکزی و مینی چیلرهای مستقل خانگی.
- ۱۱- کوچکتر شدن شفت‌های تاسیساتی در ساختمان.
- ۱۲- استفاده از کانال کشی افقی زیر سقف در مقایسه با کانال کشی به صورت عمودی در سیستم‌های کولر آبی.
- ۱۳- از آنجا که کیفیت هوای تولید شده توسط دستگاه‌های داکت اسپلیت با کویل آب گرم بسیار بالاتر از هوای تهیه شده توسط کولر آبی می‌باشد لذا ابعاد کانال دستگاه‌های داکت اسپلیت با کویل آب گرم به مراتب بسیار کوچکتر از ابعاد کانال کولر آبی می‌باشد.

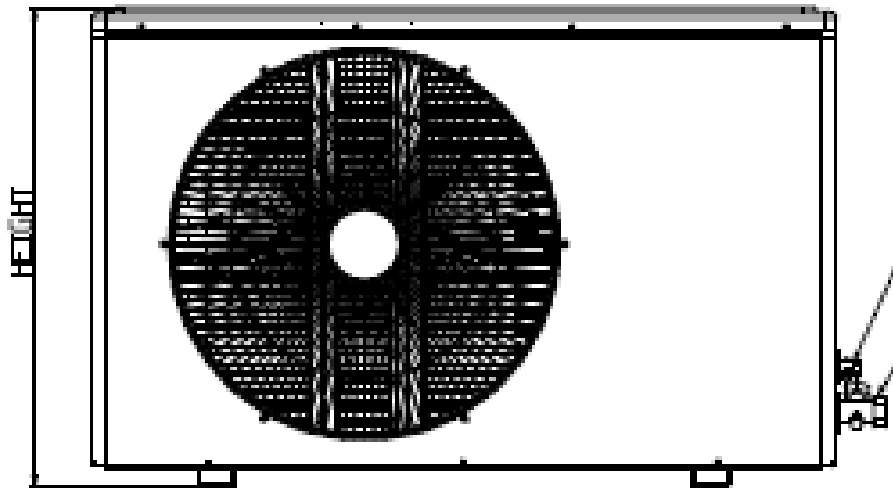
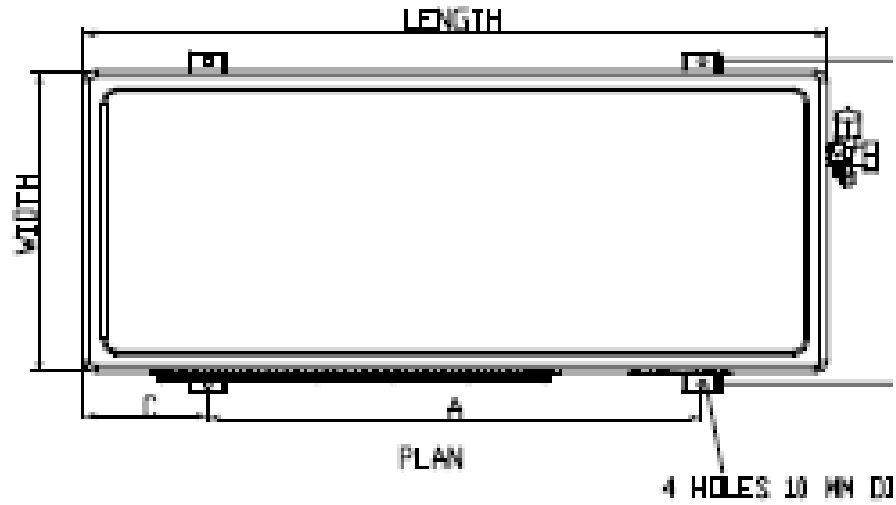
نحوه قرارگیری کویل سرمایشی (DX) و کویل گرمایشی در داکت اسپلیت



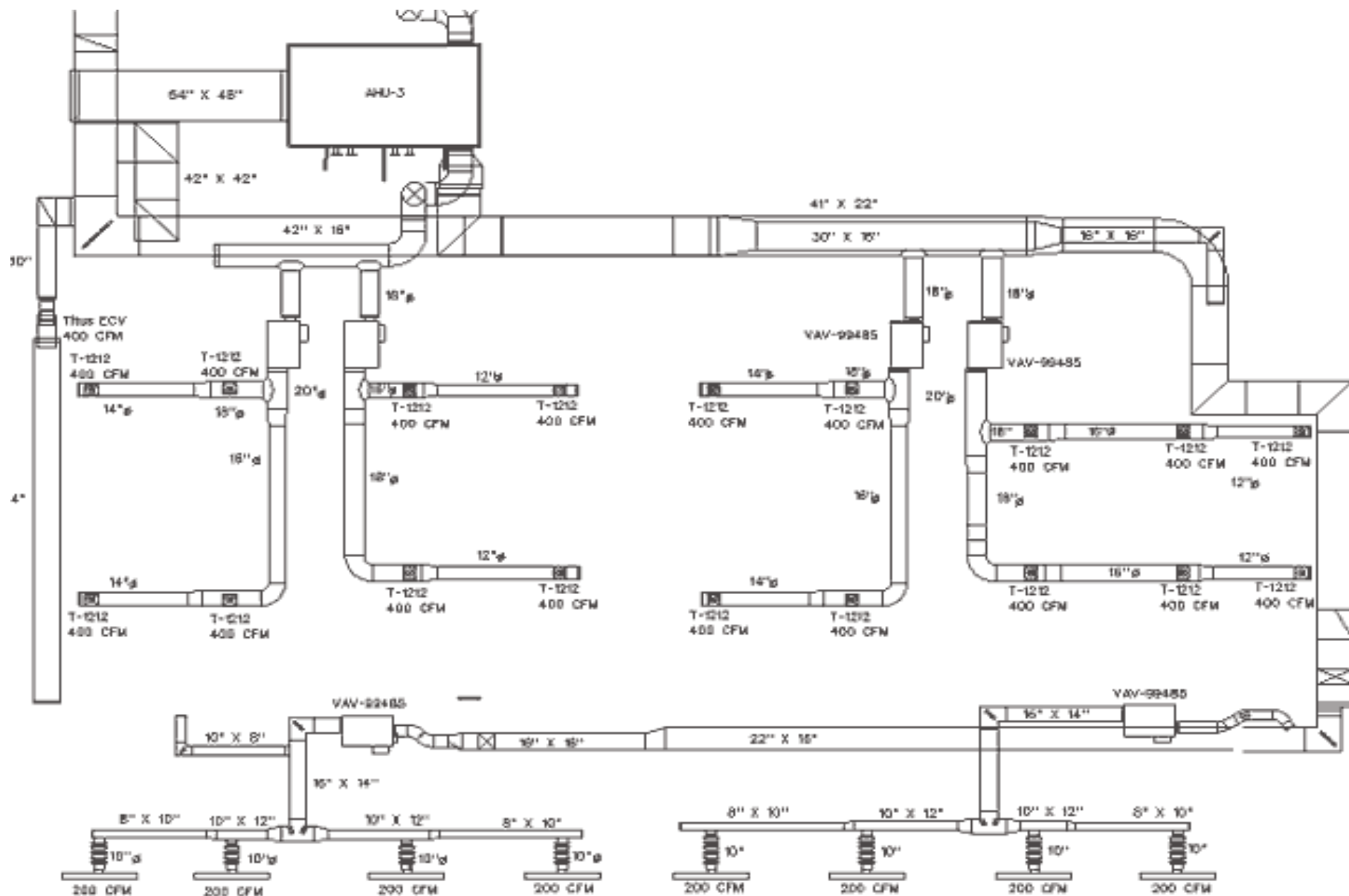
شماتیک یونیت داخلی



شماتیک یونیت خارجی



استانداردهای کانال کشی



روشهای کانال کنشی،

روشهای مختلفی برای کانال کنشی وجود دارد و نمی توان تنها یک روش را مناسب دانست،

برخی از روشها عبارتند از،

- روش کاهش سرعت در طول مسیر؛
- روش افت فشار ثابت؛
- روش بازیافت فشار استاتیکی؛
- روش فشار کلی؛
- روش سرعت ثابت؛
- روش T.

ما در اینجا فقط به سه روش اول که رایجترین روش ها هستند، می پردازیم.

روش کاهش سرعت در طول مسیر،

- برای کانال کنشی در ساختمان های مسکونی، اداری، عمومی و ... می توان از این روش استفاده کرد.
- در این روش، طراحی سیستم کانال بر مبنای انتخاب یک سرعت مناسب و کاهش تدریجی آن همزمان با پیشرفت کانال می باشد.

توجه، برای انتخاب محدوده مناسب سرعت هوا در سیستم هوارسانی توسط کانال برای اماکن مختلف، می توانید از جدول ۱ در پیوست مراجعه نمایید.

در این روش، پس از انتخاب سرعت مناسب از جدول و با توجه به رابطه زیر می توانید قطر معادل کانال را بدست آورید،

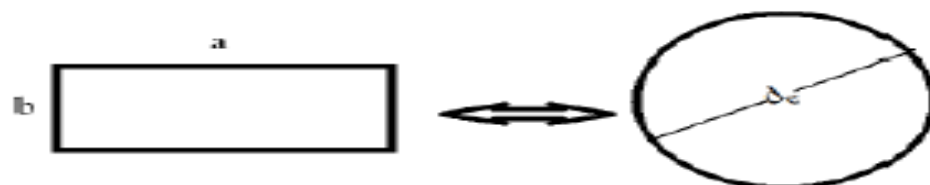
$$A(ft^2) = \frac{V(cfm)}{v(fpm)} \quad , \quad A = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad \text{رابطه ۱}$$

با توجه به رابطه فوق، قطر معادل را توانستیم بدست آوریم. که اگر بخواهیم از کانال های مربع مستطیلی استفاده کنیم، باید از رابطه زیر استفاده کنیم،

$$D = 1.3 \times \frac{(a \times b)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} \quad \text{رابطه ۲}$$

که در رابطه با a و b طول و ارتفاع کانال مستطیلی هستند.

روش به دست آوردن ابعاد کانال با استفاده از رابطه فوق به این صورت است که ما باید ارتفاع را بصورت اختیاری انتخاب کنیم و با استفاده از قطر معادل بدست آمده از رابطه ۱، طول مستطیل را بدست بیاوریم.



مثال،

اگر قطر معادل یک کانال ۳۴ اینچ باشد، ابعاد کانال مستطیل را محاسبه کنید.

فرض می کنیم ارتفاع کانال ۱۶ اینچ باشد،

$$D = 1.3 \times \frac{(a \times b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}} \rightarrow \text{Simplify} \rightarrow \left(\frac{D}{1.3}\right)^4 = \frac{(a \times b)^{2.5}}{(a + b)}$$

$$b = 16", D = 34" \rightarrow a \cong 68"$$

فرض می کنیم ارتفاع کانال ۳۰ اینچ باشد،

$$b = 30", D = 34" \rightarrow a \cong 32"$$

روش افت فشار ثابت،

- در این روش طراحی کانال، افت فشار در هر متر در تمام طول کانال یکسان می باشد؛
- پرکاربردترین روش برای تعیین سایز کانالها در سیستم های فشار کم، برگشت و انکزااست می باشد؛
- معمولاً برای سیستم های فشار قوی مورد استفاده قرار نمی گیرد؛
- از معایب عمده این روش، می توان به عدم تعادل و بالانس بودن در انشعابات اشاره کرد (بجز سیستم های متقارن). بالانس کردن مسیرهای کوتاه رفت، حتی با نصب دمپر هم مشکل است؛
- اگر سیستم دارای مسیرهای کوتاه و بلند باشد، مسیرهای کوتاه باید با دمپر بالانس شوند؛
- این روش با طراحی مناسب و اعمال نرخ افت متفاوت می تواند اصلاح شود؛
- روش افت فشار ثابت باید برای سیستم هایی که دبی کمتر از ۲۲۵۰ فوت مکعب در دقیقه و یا حداکثر ظرفیت حرارتی ۱۸ کیلو وات دارند، بکار می رود؛
- چون سرعت کاهش پیدا می کند، لذا کنترل سرعت در این روش راحت تر انجام می گیرد؛
- سرعت مناسب برای کانال های رفت در محل های مسکونی ۹۰۰ فوت در دقیقه و برای محل های عمومی مانند مدرسه و نظیر آن ۱۳۰۰ فوت در دقیقه و برای کارخانجات ۱۸۰۰ فوت در دقیقه پیشنهاد می شود؛
- سرعت عبور از کانال های انشعابی باید $\frac{2}{3}$ سرعت در کانال های اصلی باشد و در رایزرها سرعت باید $\frac{1}{2}$ سرعت در کانال افقی باشد.

مراحل محاسبه و طراحی سیستم به روش افت فشار ثابت،

- ۱- تعیین ذبی هوای مورد نیاز؛
- ۲- انتخاب سرعت مجاز در ابتدای کانل اصلی افقی از **جدول شماره ۱**؛
- ۳- تعیین نرخ افت فشار اصطکاکی از نمودار ۱ در پیوست، با توجه به ذبی و سرعت انتخاب شده از بند قبل؛
- ۴- با توجه به این نرخ افت و یکسان گرفتن آن در طول مسیر، می توان قطر کانال گرد را از **نمودار ۱** انتخاب کنید و یا ابعاد مناسب برای کانال چهار گوش معادل از **جدول ۵** یا **۶** بدست آورد؛
- ۵- تعیین مسیری که بیشترین مقاومت را دارد (با احتساب طول معادل فیتینگ ها و اتصالات)؛
- ۶- تعیین افت فشار پرمقاومت ترین مسیر از طریق ضرب نمودن نرخ اصطکاکی بدست آمده از بند ۳ در طول معادل بدست آمده در بند ۵؛
- ۷- تعیین افت فشار (بر حسب اینچ آب) در دریچه های هوای ورودی به اتاق از فرمول زیر،

$$\Delta H(in. w. g) = 1.25 \times \left(\frac{v(fpm)}{4005}\right)^2 \times \lambda \quad \text{رابطه ۳}$$

که در اینجا λ ضریب تصحیح چگالی هوا در وضعیت غیراستاندارد می باشد که از **جدول ۳** بدست می آید.

- ۸- تعیین ارتفاع فشار استاتیک مناسب برای هوای خروجی از دریچه تا خروج هوا از دریچه به نحو مطلوب صورت گیرد. در سیستم های با **سرعت کم** معمولاً بین ۰.۰۱ تا ۰.۱۵ اینچ آب می باشد؛
- ۹- تعیین ارتفاع فشار استاتیک کل که باید توسط فن هواساز تأمین شود (با احتساب افت فشار اجزا داخلی هواساز شامل فیلترها، کوپل ها و قسمت های مختلف دستگاه که در کانالوگ دستگاه ارائه شده است) و اعمال ضریب اطمینان ۵٪ تا ۱۰٪ برای ناشی و جبران خطاها.

توجه، بندهای ۵ تا ۹ برای تعیین فشار استاتیک **فن هواساز** مورد نیاز است.

افت فشار طولی کانال ها از رابطه زیر محاسبه می شود،

$$\Delta P(in. w. g) = 0.03 \times f \times \left(\frac{L(ft)}{d(in)^{1.22}} \right) \times \left(\frac{v(fpm)}{1000} \right)^{1.82} \quad \text{رابطه ۴}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\text{Log} \left(\frac{e}{3.7D} \right) + \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{رابطه ۵}$$

در رابطه فوق Re عدد رینولدز و e زبری سطح کانال می باشد که از **جدول ۴** می توانید بدست آورید.

طراحی کانال برگشت هوا،

- سیستم کانال برگشت هوا معمولاً بر اساس **افت فشار یکسان** طراحی می شود؛
- مقدار هوای برگشتی برابر است با هوای رفت به اتاق منهای مقدار هوای لازم برای تهویه؛
- نرخ افت فشار را برای کانال های برگشت $0.7-0.8$ نرخ افت فشار رفت می گیرند؛
- نرخ افت فشار استاتیک برای کانال رفت منازل مسکونی کوچک را معمولاً 0.1 اینچ آب در 100 فوت می گیرند؛
- نرخ افت فشار استاتیک برای کانال برگشت منازل مسکونی کوچک را معمولاً 0.08 اینچ آب در 100 فوت می گیرند؛
- ابعاد کانال مستطیل را می توان از **رابطه ۲** بدست آورد.

می خواهیم یک ساختمان واقع در شهر تهران را توسط هوای گرم و با هواساز گرم نماییم. اگر این ساختمان ۶ طبقه و دارای ۲۴ واحد ۷۵ مترمربعی که بار حرارتی هر واحد ۴۵۰ بی تی یو بر ساعت باشد، مطلوبست،

۱ - دبی هواساز؛

۲ - قطر اصلی کانال و ابعاد کانال اصلی (ارتفاع مقطع کانال را ماکزیمم ۴۰ اینچ بگیرید)؛

توجه، از روش افت فشار ثابت استفاده کنید و طول معادل اتصالات را ۵۰٪ طول کل مسیر در نظر بگیرید. نرخ افت فشار رفت و برگشت را یکسان در نظر بگیرید.

دبی هواساز،

$$Q \left(\frac{Btu}{hr} \right) = 1.08 \times (cfm) \times (T_H - T_{F.A}) \times R_1 \times \lambda$$

رابطه ۱۶

که R_1 درصد هوای تازه می باشد.

$$Q \left(\frac{Btu}{hr} \right) = 75 \times 24 \times 450 = 810,000 \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

بار حرارتی کل ساختمان

$$(cfm) = \frac{810,000}{1.08 \times 0.86 \times (104 - 74)} = 29,000 \text{ cfm}$$

دبی هواساز

$$A(ft^2) = \frac{V(cfm)}{v(fpm)} = \frac{29,000}{1,500} = 19.33 \text{ ft}^2 \rightarrow D(\text{inch}) = 60"$$

قطر معادل کانال اصلی

با استفاده از رابطه ۲ و اینکه ارتفاع کانال را ۴۰ اینچ در نظر می گیریم، طول کانال مستطیلی ۸۰ اینچ بدست می آید.

با مراجعه به جدول ۱، سرعت مجاز برای منازل آپارتمانی ۱۵۰۰ فوت بر دقیقه بدست می آید.

روش بازیافت فشار استاتیک

در این روش، طراحی کانال طوری انجام می‌گیرد که افزایش فشار استاتیک با علت کاهش سرعت در هر قسمت یا ترمینال هوا، باعث جبران اتلاف اصطکاکی قسمت بعدی کانال گردد، بنابراین فشار ساکن قبل از هر ترمینال و در هر ترمینال و در هر قسمت یکسان است.

- در این روش اندازه گذاری کانال به ترتیبی صورت می‌گیرد که سرعت هوا همزمان با پیشرفت جریان هوا در کانال، کاهش یابد تا میزان فشار سرعتی را به اندازه افت فشار کلی کاهش دهد.
- فشار استاتیک که بر اثر حرکت مولکولهای هوا با جدار کانال در طول مسیر مرتباً کاهش می‌یابد، در مقاطع مختلف کانال بازیابی می‌شود. حاصل این امر، یکسان شدن تقریبی فشار استاتیک در تمام شاخه‌ها و دریچه‌های خروج هوا می‌باشد.
- مزیت این روش نسبت به روش افت فشار ثابت این است که زمان کمتری برای متعادل کردن سیستم لازم است و علاوه بر فشار استاتیک محاسبه شده از این روش نسبت به روش افت فشار ثابت، **کمتر** است. در نتیجه **قدرت موتور فن کمتر** ولی در عوض ایجاد کانال بزرگتر و هزینه کانال کشی **بیشتر** خواهد بود.
- این روش برای سیستم‌های کانال کشی نامتقارن و یا سیستم‌هایی که دارای مسیرهای کوتاه و بلند هستند مورد استفاده قرار می‌گیرد؛
- بجای بکارگیری و وابستگی به دمپیرهای حجمی جهت افزایش مصنوعی افت فشار انشعابات رفت، انشعابات طوری سایزنی می‌شوند که فشار قابل دستیابی را توسط لحاظ کردن مقادیر افت فشار بالاتر کاهش می‌دهند؛
- در این روش فقط کانال اصلی رفت معمولاً طولانی‌ترین مسیر است و با افت فشار اولیه سایزنی می‌شود.

مراحل محاسبه سیستم کانال به روش بازیافت فشار استاتیک،

۱. انتخاب سرعت مجاز هوا در ابتدای کانال اصلی از جدول ۱؛
۲. تعیین سطح مقطع کانال اصلی بعد از فن و سپس محاسبه قطر معادل کانال گرد و ابعاد کانال چهارگوش؛
۳. تعیین نرخ افت اصطکاکی از نمودار ۱، با در دست داشتن دبی و سرعت هوا؛
۴. تعیین ابعاد بقیه قسمتهای سیستم کانال با استفاده از نمودارهای ۲ و ۳ (پیوست)، به این ترتیب که ابتدا با داشتن دبی هوای کانال بعد از هر انشعاب (Q) و طول معادل کانال بین انشعاب ها (L)، نسبت L/Q را از نمودار ۳ تعیین کرده و سپس به نمودار ۲ مراجعه می کنیم. از تقاطع منحنی L/Q به دست آمده با V_1 که سرعت هوا در کانال بلافاصله قبل از انشعاب است، سرعت هوا بعد از انشعاب یعنی V_2 را تعیین می کنیم. حال با معلوم بودن دبی و سرعت هوا بعد از انشعاب می توانیم سطح مقطع کانال و بعد از آن قطر معادل کانال گرد و ابعاد کانال چهارگوش را مشخص کنیم.
۵. تعیین مسیری که بیشترین مقاومت را دارد (با احتساب طول معادل فیتینگ ها و اتصالات)؛
۶. تعیین افت فشار پرمقاومت ترین مسیر از طریق ضرب نمودن نرخ اصطکاکی بدست آمده از بند ۳ در طول معادل بدست آمده در بند ۵؛
۷. تعیین افت فشار (بر حسب اینچ آب) در دریچه های هوای ورودی به اتاق از فرمول زیر،

$$\Delta H(in. w. g) = 1.25 \times \left(\frac{v(fpm)}{4005}\right)^2 \times \lambda \quad \text{رابطه ۳}$$

که در اینجا λ ضریب تصحیح چگالی هوا در وضعیت غیراستاندارد می باشد که از جدول ۳ بدست می آید.

۸. تعیین ارتفاع فشار استاتیک مناسب برای هوای خروجی از دریچه تا خروج هوا از دریچه به نحو مطلوب صورت گیرد. در سیستم های با سرعت کم معمولاً بین ۰.۰۱ تا ۰.۱۵ اینچ آب می باشد؛
۹. تعیین ارتفاع فشار استاتیک کل که باید توسط فن هواساز تأمین شود (با احتساب افت فشار اجزا داخلی هواساز شامل فیلترها، کوئل ها و قسمت های مختلف دستگاه که در کاتالوگ دستگاه ارائه شده است) و اعمال ضریب اطمینان ۵٪ تا ۱۰٪ برای ناشی و جبران خطاها.

نکات طراحی کانال هوا،

نسبت ظرافت: این اصلاح در مورد کانال های با مقطع مربع مستطیل بکار می رود و عبارت است از نسبت ضلع بزرگ به ضلع کوچک مقطع کانال.

در مراحل اولیه طرح سیستم کانال، باید نسبت ظرافت را مشخص نمود. این امر از آن نظر دارای اهمیت است که با افزایش نسبت ظرافت، هم میزان جذب یا دفع حرارتی در طول سیستم کانال بالا می رود و هم هزینه تمام شده تأسیسات و مخارج اه اندازی سیستم تهویه مطبوع افزایش میابد.

بهترین نسبت ظرافت ۱۰۱ می باشد و باید سعی کنیم که این نسبت از ۶۰۱ بیشتر نشود.

محاسبه طول معادل و افت اصطکاکی،

برای محاسبه طول معادل باید طول مسیر بین دو انشعاب و طول معادل وصاله ها را با هم جمع کرد.

برای محاسبه افت فشار اصطکاکی از رابطه زیر استفاده می کنیم،

افت فشار اصطکاکی = (طول معادل) × (نرخ افت اصطکاکی)

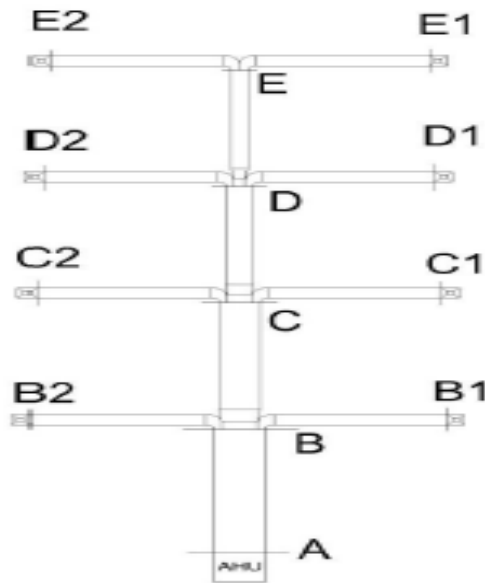
طول معادل، بر حسب فوت

نرخ افت اصطکاکی، بر حسب $in.w.g/100ft$

افت فشار اصطکاکی، بر حسب $in.W.g$

تأمین گرمایش یک ساختمان اداری مطابق شکل زیر توسط هوارسانی انجام می شود. هوای لازم ۱۲۰۰۰ مترمکعب بر دقیقه محاسبه شده است. ابعاد کانال ها را با روش بازیافت فشار استاتیک بدست آورید. (طول هر انشعاب را ۱۰ فوت و طول معادل وصاله ها را در هم انشعاب ۱۲ فوت می گیریم)

هوای لازم برای هر انشعاب (قبلاً محاسبه شده است)،



مقدار هوا (cfm)	فضا
12000	A-B
1500	B-B1
1500	B-B2
9000	B-C
2500	C-C1
2500	C-C2
4000	C-D
1500	D-D1
1500	D-D2
1000	D-E
500	E-E1
500	E-E2

توجه، افت فشار تمامی دریچه ها را ۰.۱۵ اینچ آب و شعاع زانوها $R/D=1.25$.

طبق جدول ۱ سرعت در کانال اصلی ۲۰۰۰ فوت در دقیقه و سرعت در انشعابات ۱۶۰۰ فوت در دقیقه و در دریچه ها ۱۲۵۰ فوت در دقیقه پیشنهاد شده است.

$$A(ft^2) = \frac{V(cfm)}{v(fpm)} = \frac{12000}{2000} = 6 ft^2 \rightarrow D = 33.2" \text{ قطر معادل کانال گرد}$$

$$Pressure\ loss = 0.14\ in.w.g./100ft$$

از نمودار ۱،

با توجه به قطر معادل یا مساحت بدست آمده و با در نظر گرفتن نسبت ظرافت که از ۶:۱ بیشتر نباشد، به جدول ۶ مراجعه می کنیم و مقدار ۲۶×۳۶ اینچ را انتخاب می کنیم.

برای شاخه B-B1،

سرعت هوا = ۱۶۰۰ فوت در دقیقه

طول معادل = ۱۲ + ۱۰ = ۲۲ فوت

ابتدا با توجه به دبی هوای محاسبه شده برای انشعاب، به نمودار ۳ مراجعه می کنیم. با داشتن طول معادل و دبی هوا، نسبت L/Q را می توانیم محاسبه کنیم. تقریباً مقدار 0.24 بدست می آید. با داشتن این نسبت به نمودار ۲ مراجعه می کنیم تا سرعت را بدست آوریم که بدست می آید، تقریباً 1650 فوت در دقیقه. حال با استفاده از رابطه $A=Q/v$ می توانیم مساحت مقطع کانال را محاسبه کنیم که داریم، 0.91 فوت مربع. حال با داشتن سطح مقطع کانال می توانیم قطر معادل کانال گرد را بر حسب اینچ محاسبه کنیم و به **جدول ۶** مراجعه کنیم و ابعاد کانال را با توجه به نسبت ظرافت انتخاب کنیم.

انشعاب	دبی هوا <i>cfm</i>	طول معادل <i>ft</i>	نسبت L/Q	سرعت <i>fpm</i>	سطح مقطع <i>ft2</i>	ابعاد کانال <i>in*in</i>
B-B1	1500	22	0.24	1650	0.91	14×10

برای B-C،

طول معادل، 10 فوت

حجم هوا، 9000 فوت مکعب در دقیقه

انشعاب	دبی هوا <i>cfm</i>	طول معادل <i>ft</i>	نسبت L/Q	سرعت <i>fpm</i>	سطح مقطع <i>ft2</i>	ابعاد کانال <i>in*in</i>
B-C	9000	10	0.05	1900	4.73	28×26

اکنون برای سایر انشعابات مانند فوق عمل می کنیم. ابعاد بدست آمده برای ساختمان فوق،

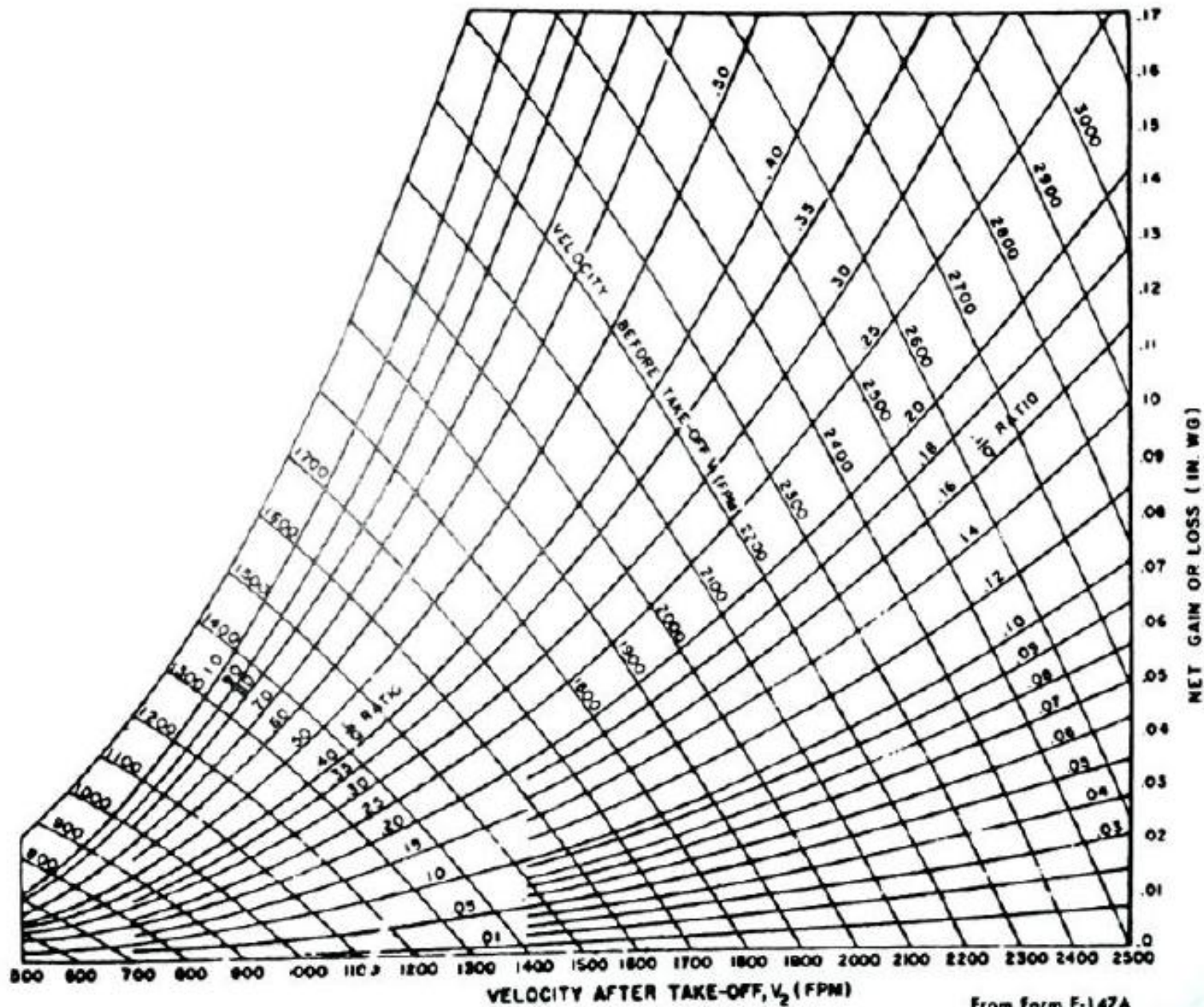
مسیرهای کانال	حجم هوا در مسیرها	سطح مقطع (فوت مربع)	ابعاد کانال (اینچ)
A → B	12000	6	36×26
B → B1	1500	0.91	10×14
B → B2	1500	0.91	10×14
B → C	9000	4.73	28×26
C → C1	2500	1.26	14×14
C → C2	2500	1.26	14×14
C → D	4000	2.48	24×16
D → D1	1500	1.14	10×18
D → D2	1500	1.14	10×18
D → E	1000	0.81	16×8
E → E1	500	0.462	10×8
E → E2	500	0.462	10×8

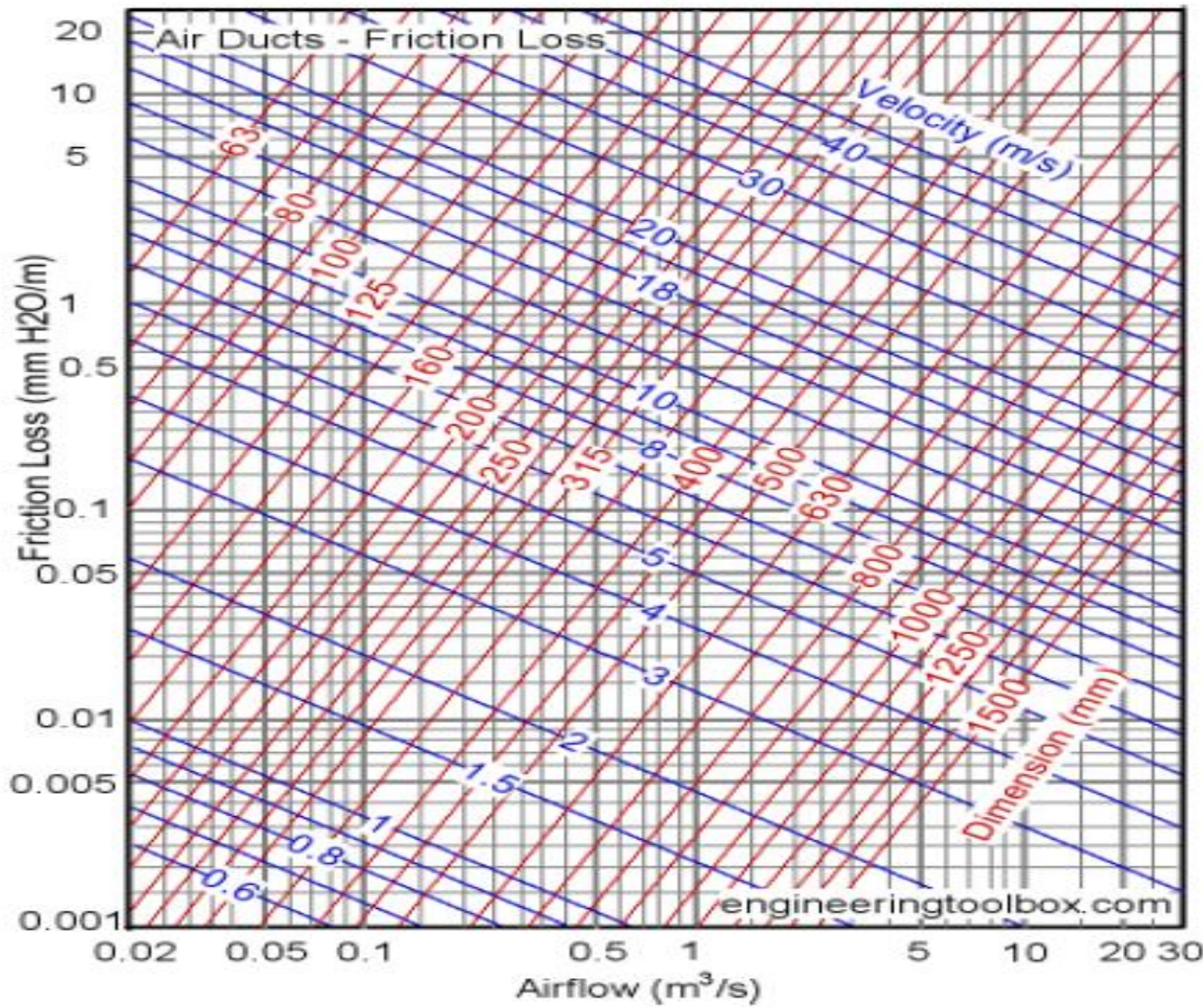
توجه: ابعاد فوق با دقت مورد ارزیابی قرار نگرفته اند. بیشتر ملاک، آشنایی با روش سایز زنی ابعاد کانال بود.

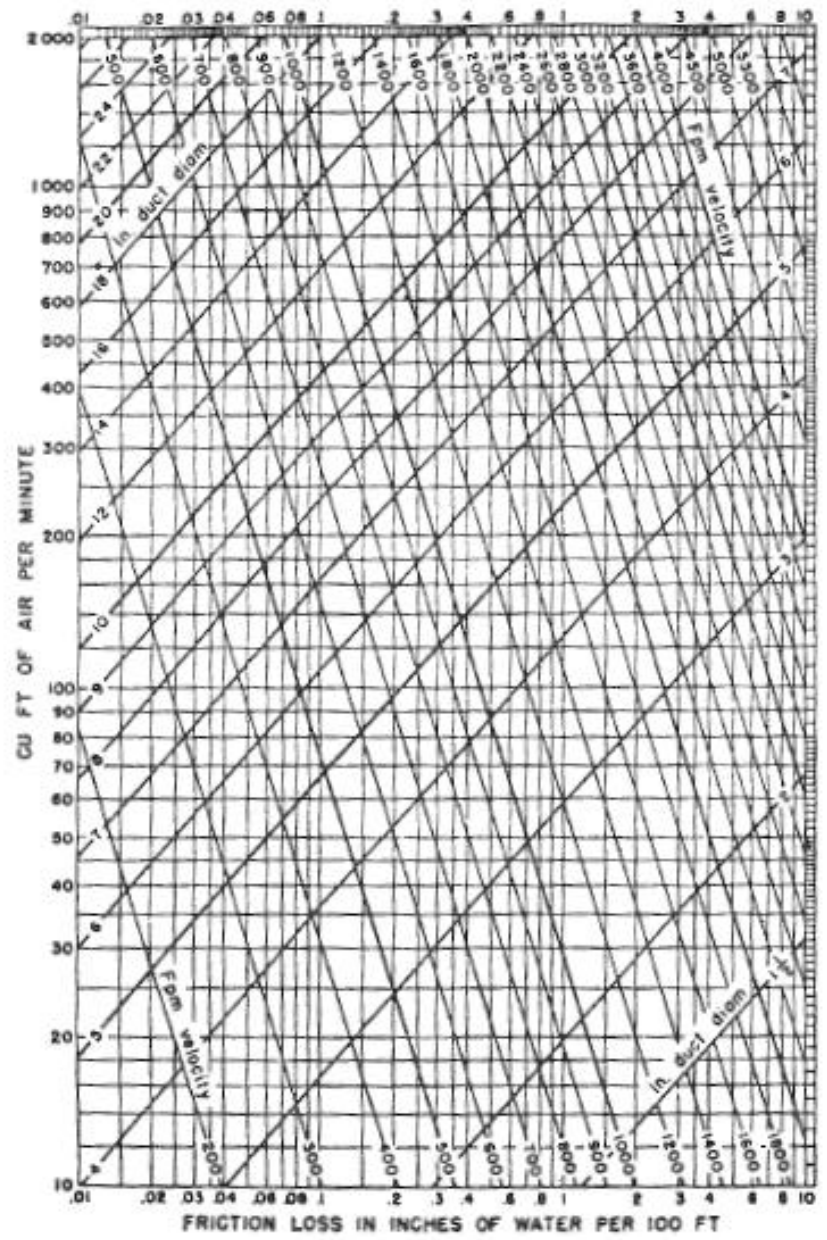
جدول ۲ - تعیین ابعاد کانال با روش بازیافت فشار استاتیکی

Cfm Capacity %	Duct Area %	Cfm Capacity %	Duct Area %	Cfm Capacity %	Duct Area %	Cfm Capacity %	Duct Area %
۱	۲	۲۶	۳۳/۵	۵۱	۵۹	۷۶	۸۱
۲	۳/۵	۲۷	۳۴/۵	۵۲	۶۰	۷۷	۸۲
۳	۵/۵	۲۸	۳۵/۵	۵۳	۶۱	۷۸	۸۳
۴	۷	۲۹	۳۶/۵	۵۴	۶۲	۷۹	۸۴
۵	۹	۳۰	۳۷/۵	۵۵	۶۳	۸۰	۸۴/۵
۶	۱۰/۳	۳۱	۳۹	۵۶	۶۴	۸۱	۸۵/۵
۷	۱۱/۵	۳۲	۴۰	۵۷	۶۵	۸۲	۸۶
۸	۱۳	۳۳	۴۱	۵۸	۶۵/۵	۸۳	۸۷
۹	۱۴/۵	۳۴	۴۲	۵۹	۶۶/۵	۸۴	۸۷/۳
۱۰	۱۶/۵	۳۵	۴۳	۶۰	۶۷/۵	۸۵	۸۸/۵
۱۱	۱۷/۵	۳۶	۴۴	۶۱	۶۸	۸۶	۸۹/۵
۱۲	۱۸/۵	۳۷	۴۵	۶۲	۶۹	۸۷	۹۰
۱۳	۱۹/۵	۳۸	۴۶	۶۳	۷۰	۸۸	۹۰/۵
۱۴	۲۰/۵	۳۹	۴۷	۶۴	۷۱	۸۹	۹۱/۳
۱۵	۲۱/۵	۴۰	۴۸	۶۵	۷۱/۳	۹۰	۹۲
۱۶	۲۳	۴۱	۴۹	۶۶	۷۲/۵	۹۱	۹۳
۱۷	۲۴	۴۲	۵۰	۶۷	۷۳/۵	۹۲	۹۴
۱۸	۲۵	۴۳	۵۱	۶۸	۷۴/۵	۹۳	۹۴/۵
۱۹	۲۶	۴۴	۵۲	۶۹	۷۵/۵	۹۴	۹۵
۲۰	۲۷	۴۵	۵۳	۷۰	۷۶/۵	۹۵	۹۶
۲۱	۲۸	۴۶	۵۴	۷۱	۷۷	۹۶	۹۶/۵
۲۲	۲۹/۵	۴۷	۵۵	۷۲	۷۸	۹۷	۹۷
۲۳	۳۰/۵	۴۸	۵۶	۷۳	۷۹	۹۸	۹۸
۲۴	۳۱/۵	۴۹	۵۷	۷۴	۸۰	۹۹	۹۹
۲۵	۳۲/۵	۵۰	۵۸	۷۵	۸۰/۵	۱۰۰	۱۰۰

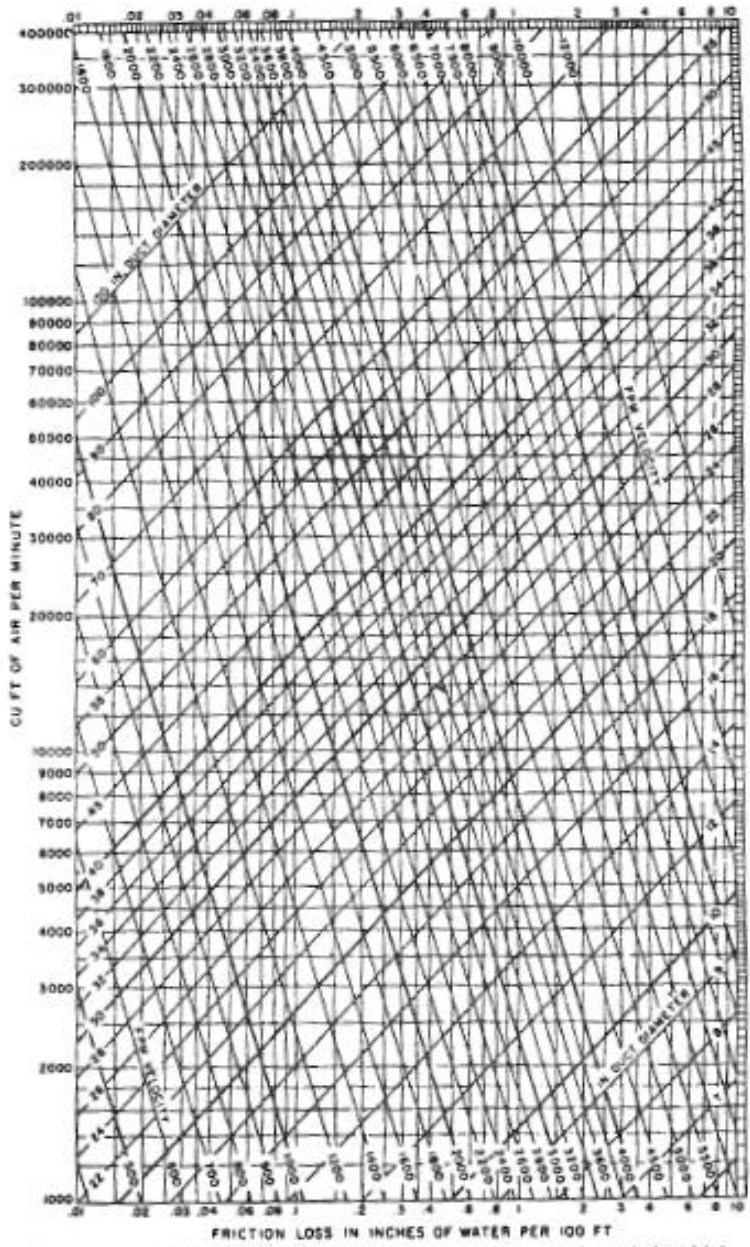
نمودار ۲ - بازیافت فشار استاتیکی در سیستم کانال هوا با سرعت کم







(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.) Caution: Do not extrapolate below chart.



(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

DUCTULATOR® I-P UNITS

The required air flow rate in CFM (outer blue and red bands) is established first. With only one of the four following factors known, the other three are found from a single setting of the Ductulator.

1. Friction (head) loss in inches of water per 100' of duct... (inner blue band)
2. Desired velocity in feet/minute (FPM) in round duct... (inner red band)
3. Round duct diameter (inches)..... (Window)
4. Dimensions for rectangular ducts (inches)..... (Green bands)

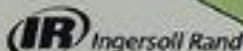
Procedure: With the friction loss (per 100' of duct) known, set the friction loss (inner blue band) opposite the required CFM (outer blue band). The resulting velocity in round duct (inner red band) coincides with established CFM in outer band. Round duct diameter is indicated in the window by the black arrow. Various equivalent rectangular duct sizes are read from the green bands.



Example: Assume a 5000 CFM air flow rate with 0.1" friction loss per 100' of duct. A 1400' FPM velocity is read opposite 5000 CFM from the inner red band. Round duct diameter is 25.5".

Equivalent rectangular duct dimensions are: 19 x 29, 23 x 23, 42 x 14, etc. A similar procedure is used regardless of which one of the four factors is known.
* Approximate values

I-P to SI conversions: The equivalent SI duct sizes for any single setting of the Ductulator are read directly from the SI scales on the reverse side. The air flow rate is obtained by converting the CFM to liters/second (CFM x 0.47319 = L/s). The corresponding friction loss and velocity are then read on the SI scales.



Data based on standard air: 70° Fahrenheit, 30 inches (762 mm) barometric pressure, 0.075 pounds (mass) per cubic foot and derived from Chapter 30, 1963 "ASHRAE Handbook of Fundamentals", used with permission.

© 2010 Trane, a Business of Ingersoll Rand



TRANE

3600 Pammel Creek Road
La Crosse, WI 54601-7509
www.trane.com

U.S. Patent No. 5,207,859
Canadian Patent No. 2,195,000

©2013 AirstarSupply

جدول ۱ - محدوده سرعت هوا در سیستم هوارسانی توسط کانال برای اماکن مختلف

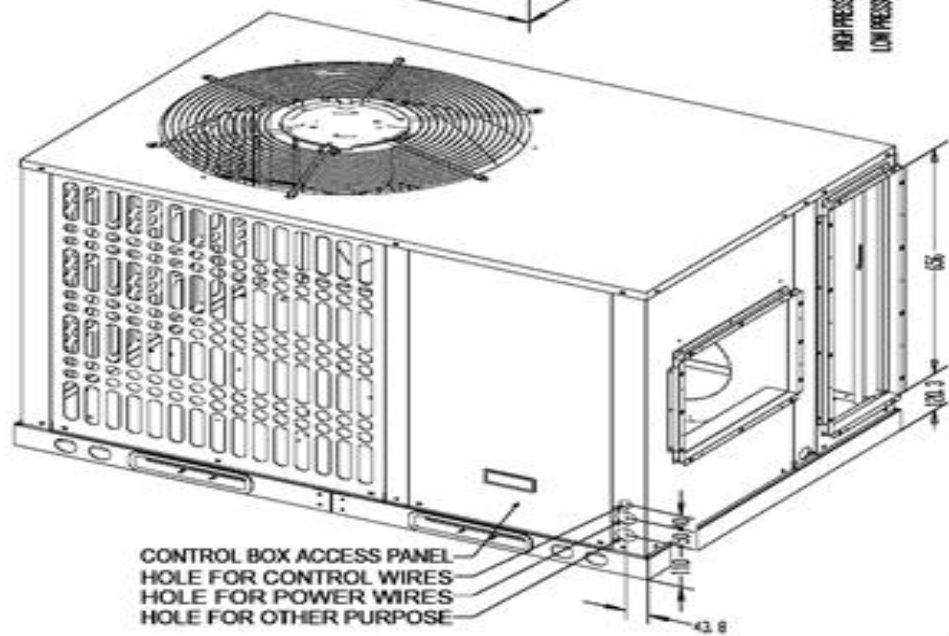
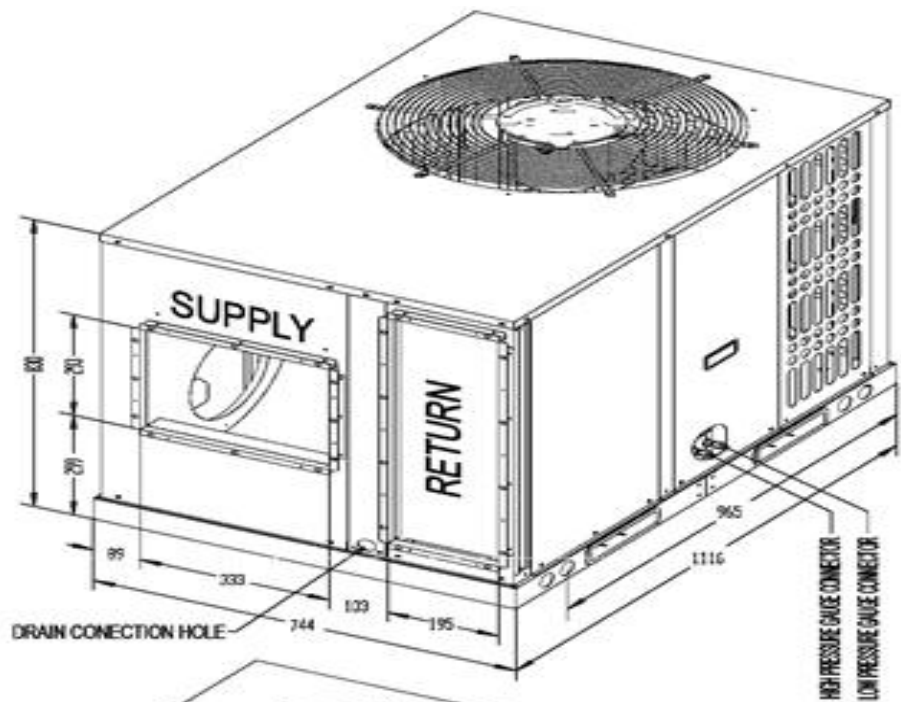
سرعت در کانال اصلی		سرعت در دریچه ها		سرعت در کانالهای اصلی				سرعت در انشعابات				محل	ردیف
				رفت		برگشت		رفت		برگشت			
fpm	m/s	fpm	m/s	fpm	m/s	fpm	m/s	fpm	m/s	fpm	m/s		
۶۰۰	۳	۵۰۰-۷۵۰	۲/۵-۳/۵	۱۰۰۰	۵	۸۰۰	۴	۶۰۰	۳	۶۰۰	۳	محل سکونت	۱
۱۰۰۰	۵	۵۰۰-۷۵۰	۲/۵-۳/۵	۱۵۰۰	۷/۵	۱۳۰۰	۶/۵	۱۲۰۰	۶	۱۰۰۰	۵	آپارتمان	۲
۱۰۰۰	۵	۱۰۰۰	۵	۱۵۰۰	۷/۵	۱۳۰۰	۶/۵	۱۲۰۰	۶	۱۰۰۰	۵	هتل	۳
۱۰۰۰	۵	۱۰۰۰	۵	۱۵۰۰	۷/۵	۱۳۰۰	۶/۵	۱۲۰۰	۶	۱۰۰۰	۵	بیمارستان	۴
۱۲۰۰	۶	۱۰۰۰	۵	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	اتاق جلسات	۵
۱۲۰۰	۶	۱۲۰۰	۶	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	اتاق مدیران	۶
۱۲۰۰	۶	۱۰۰۰	۵	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	آزمایشگاه	۷
۸۰۰	۴	۱۰۰۰	۵	۱۳۰۰	۶/۵	۱۱۰۰	۵/۵	۱۰۰۰	۵	۸۰۰	۴	سینما و تئاتر	۸
۸۰۰	۴	۱۰۰۰	۵	۱۳۰۰	۶/۵	۱۱۰۰	۵/۵	۱۰۰۰	۵	۸۰۰	۴	سالن کنفرانس	۹
۱۵۰۰	۷/۵	۱۰۰۰-۱۲۵۰	۵-۶/۵	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	ادارات عمومی	۱۰
۱۵۰۰	۷/۵	۱۲۰۰	۶	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	رستوران مدرن	۱۱
۱۵۰۰	۷/۵	۱۲۰۰	۶	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	فروشگاه مدرن	۱۲
۱۵۰۰	۷/۵	۱۲۰۰-۱۵۰۰	۶-۷/۵	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	بانک	۱۳
۱۲۰۰	۶	۱۲۰۰-۱۵۰۰	۶-۷/۵	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	فروشگاه معمولی	۱۴
۱۲۰۰	۶	۱۶۰۰	۸	۲۰۰۰	۱۰	۱۵۰۰	۷/۵	۱۶۰۰	۸	۱۲۰۰	۶	قهوه خانه	۱۵
۲۵۰۰	۱۲/۵	۱۶۰۰	۸	۳۰۰۰	۱۵	۱۶۰۰	۸	۲۲۰۰	۱۱	۱۵۰۰	۷/۵	اماکن عمومی	۱۶
		۲۰۰۰	۱۰	۳۰۰۰	۱۵	۱۸۰۰	۹	۲۲۰۰	۱۱	۱۵۰۰	۷/۵	مراکز صنعتی	۱۷

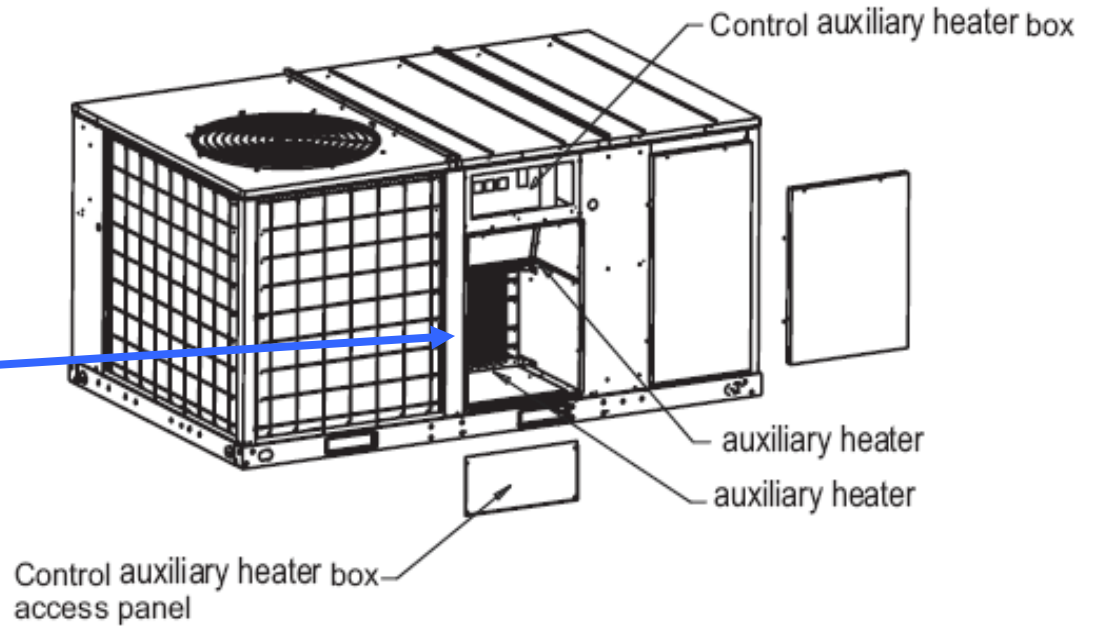
٤) پکیج پشت بامی (Rooftop package)



این سیستم در زمره سیستمهای تبریدی-تراکمی قرار می گیرد. یعنی سرمایه‌ش این دستگاه بوسیله اجزاء اصلی سیکل تراکمی (کمپرسور، کندانسور، EXV و اواپراتور) تولید میگردد. در واقع می توان گفت چیلر، هواساز، کندانسور هوایی و اتصالات مربوطه در یک سیستم جمع آوری شده و دستگاه پکیج یونیت (واحد تهویه) را تشکیل داده اند. و هوای تولیدی بوسیله کانال کشی به فضای مورد نظر انتقال می یابد. پکیج یونیت‌های دو پارچه به طور کلی در دو نوع آب-خنک و هوا-خنک ساخته می شوند که در نوع آب خنک، کندانسور دستگاه با برج خنک کن که بر روی بام و جدا از دستگاه نصب میشوند، متصل می گردند و در نوع هوا - خنک با کندانسور هوایی. چنانچه کندانسور هوایی و دستگاه پکیج در یک واحد جمع گردند و بر روی بام یا هوای آزاد نصب شوند به این دستگاه ROOFTOP PACKAGE یا پکیج یکپارچه پشت بامی می گویند. این مدلها مخصوص مناطق تجاری و فضای مشاعات می باشد و در رستورانها، سالن های همایش و بانکها که وجود هوای تازه ضروری است نیز پیشنهاد می گردد، چون نصب در نوع سقف کاذب از هدر رفتن زمین تجاری جلوگیری می کند. مزیت مهم این دستگاهها و استفاده از آنها جهت گرمایش است. در مناطقی که هزینه مصرف برق دسترس بوده و نسبتا ارزان باشد می توان از کویل برقی دردهانه کانال خروجی هوا برای گرمایش فضاها در زمستان استفاده نمود، در غیر اینصورت با توجه به هزینه بالای انرژی الکتریکی در کشور ما می توان به جای کویل برقی از کویل گرمایش (آبگرم) در قسمت برگشت دستگاه استفاده کرد، آبگرم جهت کویل را دیگهای چدنی و فولادی حرارت مرکزی در موتورخانه تولید می نماید. در این حالت تنها فن دستگاه کار خواهد کرد که مصرف برق چندانی ندارد. بدین ترتیب بدون نیاز به استفاده از انرژی الکتریکی، گرمایش توسط سوخت گاز انجام خواهد شد.

مهمترین مزیت سیستم روف تاپ پکیج تولید و تأمین هوای تازه تا ۱۰۰٪ نسبت هوای FRESH به Supply می باشد که این سیستم را نسبت به سایر سیستمهای تراکمی در جایگاه ممتازی قرار داده است.





Nominal ton		(Ton)	6.2	7.5	8.5	10
Model			MRCT-062EW-D MRDT-062EW-D	MRCT-075EW-D MRDT-075EW-D	MRCT-085EW-D MRDT-085EW-D	MRCT-100EW-D MRDT-100EW-D
Cooling	Cooling Capacity (1)	Btu/h	73400	94000	107000	127000
		W	21500	27500	31400	37200
	Cooling Capacity (2)	Btu/h	65000	80100	94600	107000
		W	19000	23500	27800	31400
Electric Heating	Heating Capacity	Btu/h	47800	47800	71700	71700
		W	14000	14000	21000	21000
Electrical data(3)	Power supply	V-PH-Hz	220-3-60	220-3-60	220-3-60	220-3-60
	Rated power input	W	10000	14000	14800	17600
Performance	Air Circulation (High speed)	CFM	2480	3000	3400	4000
	Indoor external static pressure	Pa	60	60	70	75
	SEER (1)	Btu/h W	10.5	9.4	10.5	10.5
	SEER (2)	Btu/h W	7.7	7.3	7.5	7.5
Indoor Coil	Number of rows		2	2	3	3
		Fin spacing	mm	1.5	1.5	1.7
	Tube diameter	inch	1/17	1/17	1/15	1/15
		mm	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5
Indoor fan	Type		Centrifugal Blower	Centrifugal Blower	Centrifugal Blower	Centrifugal Blower
		No. used	1	1	1	1
	Diameter(Width)	mm	Φ282(257)	Φ282(257)	Φ305(305)	Φ305(305)
		inch	11(10)	11(10)	12(12)	12(12)
	Drive type		Belt	Belt	Belt	Belt
	No. motors		1	1	1	1
	Motor model		YFD90L-4		YFD90L-4	
	Motor output	W	1500	1500	1500	1500
Motor rpm	r/min	1200	1200	1200	1200	
Compressor	Type		Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
	Quantity		2	2	2	2
	Model		C-SB263H6B	C-SB303H6A C-SB373H6A	C-SB373H6A	C-SB373H6A
	Brand		SANYO	SANYO	SANYO	SANYO
	Capacity	Btu/hr	40603x2	49133+61757	61757x2	61757x2
	Input	W	3700x2	4400+5450	5450x2	5450x2
	Rated current(RLA)	A	12.7x2	14+17.3	17.3x2	17.3x2
	Refrigerant oil charge	ml	1700x2	1700x2	1700x2	1700x2
Outdoor Coil	Number of rows		3	3	3	3
		Fin spacing	mm	1.7	1.7	1.7
	Tube diameter	inch	1/15	1/15	1/15	1/15
		mm	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5
Outdoor Fan	Type		Axile	Axile	Axile	Axile
		No. used	1	1	1	1
	Diameter(Width)	mm	Φ650(90)	Φ650(90)	Φ650(90)	Φ650(90)
		inch	25 5/8(3 1/2)	25 5/8(3 1/2)	25 5/8(3 1/2)	25 5/8(3 1/2)
	Drive type		Direct	Direct	Direct	Direct
	No. motors		1	1	1	1
	Motor model		YS1000-6B	YS1000-6B	YS1000-6B	YS1000-6B
	Motor output	W	1000	1000	1000	1000
Motor rpm	r/min	1120	1120	1120	1120	
Refrigerant	Type		R22	R22	R22	R22
	Refrigerant volume	kg	6	5.3	7.4	7.4
Dimensions	Net(WxHxD)	mm	2089X900X1235	2089X900X1235	2165X1002X1335	2165X1002X1335
		inch	82x35x49	82x35x49	85x40x53	85x40x53
	Packing(WxHxD)	mm	2135X1065X1315	2135X1065X1315	2220X1165X1415	2220X1165X1415
		inch	84x42x52	84x42x52	87x46x56	87x46x56
Weight	Net Weight	Kg(lbs)	393(866)	397(875)	465(1025)	467(1030)
	Gross weight	Kg(lbs)	437(963)	441(972)	508(1120)	510(1124)
Filter	No. Used		4	4	4	4
	Size	mm	529x357x12.5	529x357x12.5	566x404x12.5	566x404x12.5
Shipping	Qty/Per 20'/40'/40'HQ	Pieces	8/18/18	8/18/18	8/16/16	8/16/16

Nominal ton		(Ton)	12.5	15	17.5	20	25
Model			MRCT-125EW-D	MRCT-150EW-D	MRCT-175EW-D	MRCT-200EW-D	MRCT-250EW-D
			MRDT-125EW-D	MRDT-150EW-D	MRDT-175EW-D	MRDT-200EW-D	
Cooling	Cooling Capacity (1)	Btu/h	150000	180000	210000	240000	300000
		W	44000	53000	61000	70000	87000
	Cooling Capacity (2)	Btu/h	129000	158700	185600	209600	263000
		W	37800	46500	54400	61400	77080
Electric Heating	Heating Capacity	Btu/h	102000	102000	120000	120000	133100
		W	30000	30000	35000	35000	39000
Electrical data(3)	Power supply	V-PH-Hz	220-3-60	220-3-60	220-3-60	220-3-60	220-3-60
	Rated power Input	W	30000	30000	35000	35000	42000
Performance	Air Circulation (High speed)	CFM	5000	6000	7000	8000	10200
	Indoor external static pressure	Pa	90	90	100	100	170
	SEER (1)	Btu/h W	9.9	9.4	10	9.7	9.7
	SEER (2)	Btu/h W	7.3	7.3	7.4	7.3	7.3
Indoor Coil	Number of rows		3	3	3	3	4
	Fin spacing	mm	1.7	1.7	1.7	1.7	1.6
		inch	1/15	1/15	1/15	1/15	1/16
	Tube diameter	mm	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ7.94
inch		3/8	3/8	3/8	3/8	5/16	
Indoor fan	Type		Centrifugal Blower	Centrifugal Blower	Centrifugal Blower	Centrifugal Blower	Centrifugal Blower
	No. used		1	1	1	1	1
	Diameter(Width)	mm	Φ380(378)	Φ380(378)	Φ457(457)	Φ457(457)	Φ562(460)
		inch	15(15)	15(15)	18(18)	18(18)	21 2/3(4)
	Drive type		Belt	Belt	Belt	Belt	Belt
	No. motors		1	1	1	1	1
	Motor model		YFD132S-4	YFD132S-4	YFD132S-4	YFD132S-4	YFD132M-4
Motor output	W	5500	5500	5500	5500	7500	
Motor rpm	r/min	1000	1000	820	910	1420	
Compressor	Type		Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
	Quantity		2	2	2	2	2
	Model		ZR108KC-TF5-522	ZR125KC-TF5-522	ZR108KC-TF5-522	ZR125KC-TF5-522	SM147A3ALB
			ZR36K3-TF5-522	ZR48KC-TF5-522			
	Brand		Copeland	Copeland	Copeland	Copeland	Danfoss
	Capacity	Btu/hr	109184+36850	127950+49100	109184(x2)	127950(x2)	148600(x2)
	Input	W	9200+3250	10900+4270	9200(x2)	10900(x2)	12181(x2)
Rated current(RLA)	A	28.2+9.7	32.6+12.6	32.6(x2)	40.7(x2)	40.7(x2)	
Refrigerant oil charge	ml	3250+1240	3250+1360	3250(x2)	3250(x2)	3300((x2)	
Outdoor Coil	Number of rows		3	3	3	3	3.57
	Fin spacing	mm	1.7	1.7	1.7	1.7	1.6
		inch	1/15	1/15	1/15	1/15	1/16
	Tube diameter	mm	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ9.5	Φ7.94
inch		3/8	3/8	3/8	3/8	5/16	
Outdoor Fan	Type		Axile	Axile	Axile	Axile	Axile
	No. used		2	2	2	2	2
	Diameter(Width)	mm	Φ650(90)	Φ650(90)	Φ750(185)	Φ750(185)	Φ800(106)
		inch	25 5/8(3 1/2)	25 5/8(3 1/2)	29 1/2(7 1/4)	29 1/2(7 1/4)	31 1/2(4 1/6)
	Drive type		Direct	Direct	Direct	Direct	Direct
	No. motors		2	2	2	2	2
	Motor model		YS1000-6B	YS1000-6B	YS750-8C	YS750-8C	YS2200-6
Motor output	W	1000(x2)	1000(x2)	750(x2)	750(x2)	1500(x2)	
Motor rpm	r/min	1120(x2)	1120(x2)	835(x2)	835(x2)	910(x2)	
Refrigerant	Type		R22	R22	R22	R22	R22
	Refrigerant volume	kg	12	12.6	16.6	15	18.8
Dimensions	Refrigerant Control		Capillary tube	Capillary tube	Capillary tube	Capillary tube	Capillary tube
	Net(WxHxD)	mm	2229X1245X1825	2229X1245X1825	2753X1245X2157	2753X1245X2157	2753X1245X2157
		inch	88x49x72	88x49x72	108x49x85	108x49x85	108x49x85
	Packing(WxHxD)	mm	2229X1262X1825	2229X1262X1825	2759X1262X2175	2759X1262X2175	2759X1262X2175
		inch	88x50x72	88x50x72	109x50x86	109x50x86	109x50x86
Weight	Net Weight	Kg(lbs)	710(1565)	720(1587)	915(2017)	945(2083)	970(2138)
	Gross weight	Kg(lbs)	730(1609)	740(1631)	930(2050)	960(2116)	985(2172)
Filter	No. Used		2	2	2	2	3
	Size	mm	815x1015x12.5	815x1015x12.5	951x978x12.5	951x978x12.5	964x640x12.5
Shipping	Qty/Per 20'/40'/40'HQ	Pieces	3/6/12	3/6/12	2/4/8	2/4/8	2/4/8

۵) سیستمهای هوشمند (VRF)



سیستم VRF که امروزه از آن به عنوان جدیدترین تکنولوژی تهویه مطبوع نام می برند مخفف کلمه Variable Refrigerant Flow میباشد؛ یعنی جریان متغیر مبرد.

که امروزه کمپانی های مختلف در دنیا نامهای تجاری مختلفی را برای تکنولوژی خود در نظر گرفته اند مانند MDV,VRV,DVM,MDS,MULTI V و...

که همگی آنها بر اساس یک تکنولوژی واحد استوارند و آن هم: جریان متغیر مبرد در سیستم.

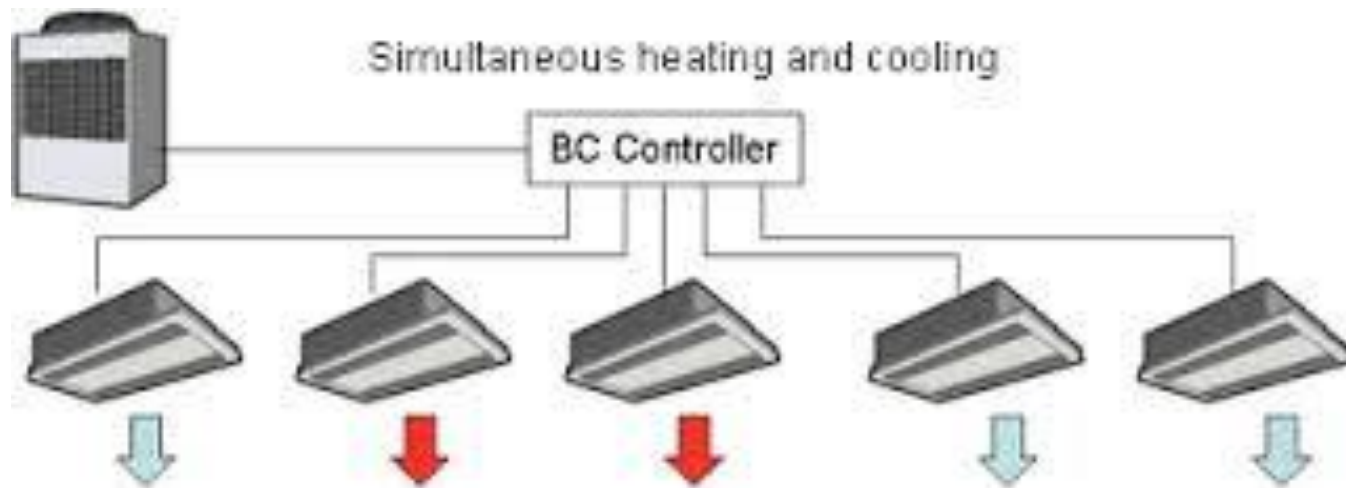
کنترل مبرد به منظور کنترل بار در سیستم توسط کمپرسور بوسیله دوروش اتفاق می افتد؛

کمپرسورهای دیجیتال اسکرال و DC اینورتر که کارکرد آنها در قسمت های قبل توضیح داده شد که در این سرفصل سعی بر این شده تا کارکرد اجزاء بصورت مفصل بررسی گردد.



عبارت **VRF** به توانایی سیستم در کنترل مقدار مبرد جاری به هریک از اوپراتورها اشاره می کند که این، استفاده از تعداد زیادی اوپراتور با ظرفیتها و آرایشهای متفاوت، کنترل انفرادی آسایش، گرمایش و سرمایش همزمان در زونهای مختلف، و بازیابی گرما از یک زون برای دیگر را امکان پذیر می سازد. اکثر کندانسورهای **VRF** برای کنترل جریان مبرد به اوپراتورها از محرکهای فرکانس متغیر استفاده می کنند. کنترل جریان مبرد منشأ بسیاری از مزایای سیستمهای **VRF** است ضمن این که چالش فنی اصلی این سیستمها نیز به شمار می رود.

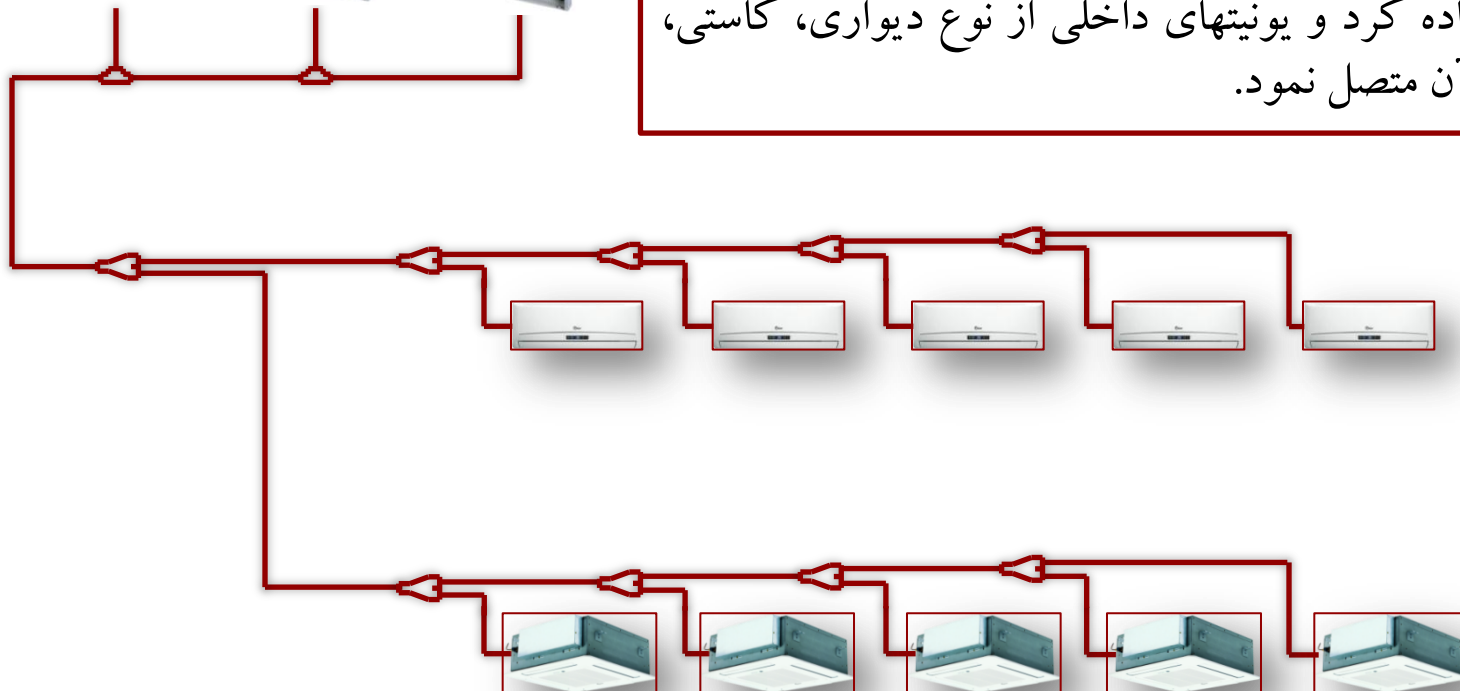
در اکثر موارد، هنگامی که کلیه زونهای ساختمان طی یک دوره عملیاتی به سرمایش و یا همه آنها به گرمایش نیاز داشته باشند، می توان سیستمهای دو لوله ای را به طور موثر در سیستمهای پمپ گرمایی **VRF** مورد استفاده قرار داد. اما موقعی که طی یک دوره عملیاتی، بعضی از فضاها نیاز به خنک و برخی دیگر باید گرم شوند، سیستمهای سه لوله ای (یک لوله گرمایشی، یک لوله سرمایشی، و یک لوله برگشت) بهترین کارایی را خواهند داشت. (این وضعیت اغلب در زمستان و در ساختمانهای با اندازه متوسط تا بزرگ که دارای یک بخش مرکزی قابل توجه هستند، اتفاق می افتد). البته یکی از سازندگان یک سیستم دو لوله ای عرضه کرده که می تواند گرمایش و سرمایش همزمان و همچنین بازیابی گرما را تأمین کند.





□ سیستمهای دیجیتال اسکرال یا همان VRF (Variable Refrigerant Flow) سیستم تهویه مطبوعی است که با کمپرسور از نوع دیجیتال اسکرال می تواند به صورت هوشمند ظرفیت را تغییر داده و تا حدود ۴۰٪ در مصرف برق صرفه جویی نماید.

□ با استفاده از این سیستم می توان بدون نیاز به تعداد زیاد یونیت خارجی تنها از یک دستگاه استفاده کرد و یونیت های داخلی از نوع دیواری، کاستی، داکتی، سقفی و ... را به آن متصل نمود.



VRF System



DC Inverter VRF

Digital Scroll VRF

DC Inverter VRF



Outdoor unit

SV4

SV2

Gas-liquid separator

SV1

Constant comp.

*Test and charge ref.
valve*

Liquid pipe

Oil balance pipe

Liquid accumulator

SV6

*High pressure
sensor*

4-Way Valve

EXV

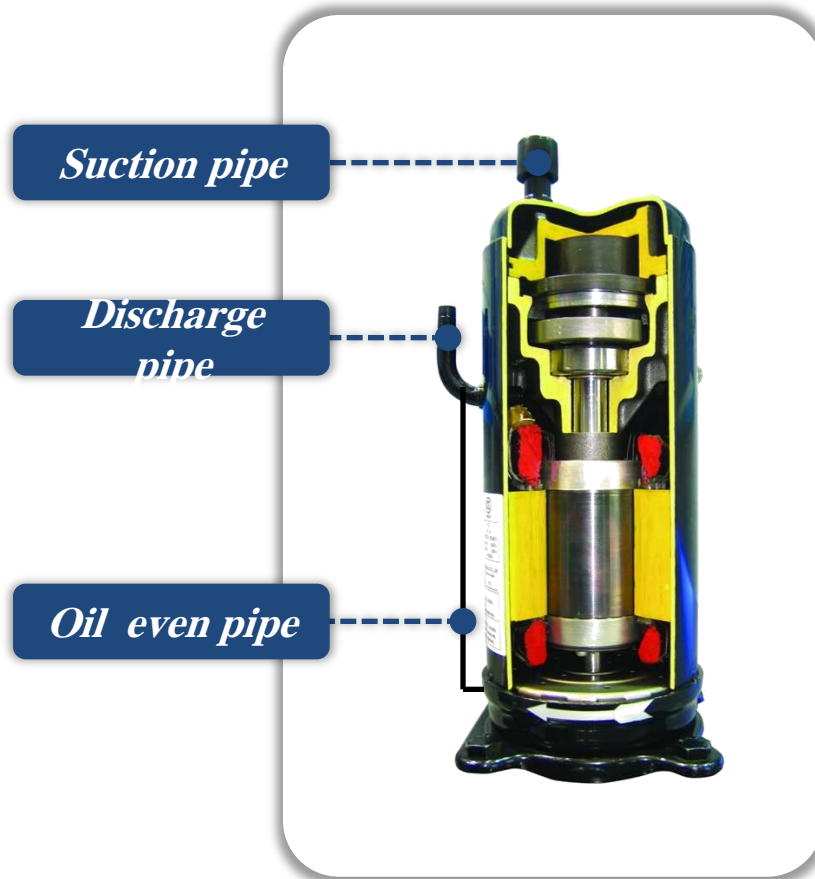
SV5

DC inverter comp.

Gas pipe

Compressors of V4+

*V4+ DC inverter compressor
(Hitachi)*

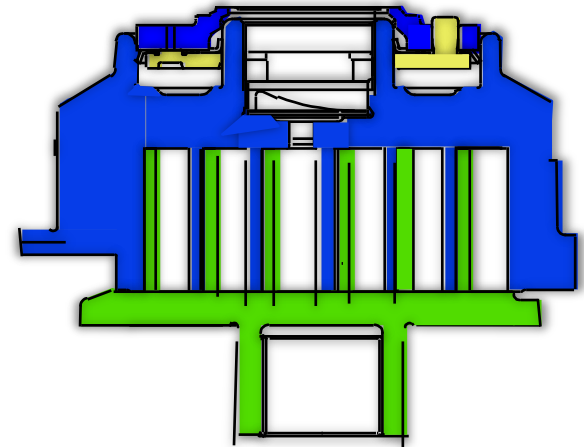


Digital Scroll VRF

تغییر میزان مبرد از ۱۰ تا ۱۰۰ در صد همراه با کاهش میزان برق مصرفی

■ اساس کار کمپرسورهای اسکرال ترکیب حرکت دورانی و رفت و برگشتی می باشد، در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال مقدار مبرد جهت ارسال به هر کدام از یونیت ها توسط شیر سلنوئیدی کنترل می شود که این خود باعث کاهش مصرف برق میشود.

■ در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال هر نوع تغییری در روشن و خاموش شدن دستگاه به سرعت اعمال میشود.



کلید فن آوری کمپرسورهای دیجیتال اسکرال



- دستگاههای دیجیتال اسکرال با استفاده از شیر سلونئیدی PWM میتواند میزان مبرد را از ۱۰ تا ۱۰۰٪ براساس پانل های روشن تنظیم کند.
- در این سیستم جریان مبرد میتواند با نیاز ظرفیت در هر یونیت داخلی به صورت مستقل از طریق شیر انبساط کنترل شود.
- کمپرسورها با مارک کویلند، بهترین در کمپرسورهای دیجیتال اسکرال بدون لرزش و صدا